av718.fm Page 1 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 7 • июль • 2018

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.53

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ТЯГЕ*

Д-р техн. наук **ФАСХИЕВ Х.А.**
Уфимский ГАТУ, ФУ при Правительстве РФ
(faskhiev@mail.ru)

Обозначены проблемы и тенденции массового перевода автомобильной техники на электрическую тягу.

Ключевые слова: *автомобиль, автопоезд, электромобиль, аккумуляторная батарея, зарядка, эксплуатационные затраты, совокупная стоимость владения.*

Faskhiev Kh.A.

ECONOMIC EFFICIENCY OF CARGO CARS ON ELECTRIC TYPE

The problems and tendencies of the mass transfer of motor vehicles to electric traction are indicated.

Keywords: *car, road train, electric car, battery, charging, operating costs, total cost of ownership.*

Грузовые автомобили гораздо тяжелее легковых, имеют большие суточные пробеги (до 800 км), на магистралях двигаются с большой скоростью, т.е. требуют больших мощностей. Считалось, что магистральные тягачи массой 36...40 т при скоростях 70...90 км/ч на аккумуляторах будут иметь дальность хода менее 100 км на одной зарядке, а потом заряжаться 8...10 часов. При этом электрический автопоезд на 150—200 тыс. долл. дороже дизельного. Кроме того, вне населённых пунктов практически отсутствует сеть зарядных станций. Вплоть до 2017 г. не было технических решений, прежде всего аккумуляторов, обеспечивающих непрерывное движение магистральных автомобилей в течение рабочей смены. Оснащение аккумуляторами большой ёмкости приводит к чрезмерному увеличению снаряжённой массы грузовика, и в результате резко снижается эффективность перевозок.

Однако в мире уже накоплен определённый опыт применения электротяги на коммерческом транспорте. Например, фирмой "Скания" разработан автопоезд-троллейвоз, на тягаче которого позади кабины установлен пантограф, получающий от сети электричество для тяговых электродвигателей и аккумуляторов. За пределами сети автопоезд способен двигаться за счёт энергии аккумуляторов или от собственного дизеля. Но, во-первых, мобильность такого подвижного состава весьма ограничена, во-вторых, наличие в конструкции трёх источников энергии сильно удорожает конструкцию, ухудшает его эксплуатационные характеристики. Данное техническое решение коммерчески неэффективно, и может быть использовано только в пределах предприятия на маршруте с постоянным большим грузопотоком.

Японская "дочка" компании "Даймлер" — "Мицубиси Фузо Трак" на токийском автосалоне 2017 г. продемонстрировала концептуальный электрогрузовик "Е-Фузо Вижн 1" полной массой 23 т и грузоподъёмностью 11 т (на 2 т меньше дизельного). Ёмкость аккумуляторных батарей тягача — 300 кВт·ч, что обеспечивает пробег до 350 км без подзарядки. Этот автомобиль может заменить традиционные развозные в черте города. Он оснащён системой "быстрой" зарядки, которая способна за 1,5 часа накопить энергию на пробег до 100 км. В компании к 2021 г. планируют сократить время зарядки до 5 минут, а в 2022 г. освоить серийное производство автомобиля.

В декабре 2016 г. американский стартап "Никола Мотор Компани" представил образец концептуального грузового автомобиля на топливных водородных элементах, предназначенного для дальних перевозок грузов с прицепами разных типов. Снаряжённая масса тягача — 9,5 т, полная масса автопоезда — 40 т, т.е. как у типовых дизельных автопоездов. Тягач колёсной формулы 6×6 оснащён шестью тяговыми электромоторами, суммарная мощность которых составляет

* Окончание. Начало — см. АП, 2018, № 6

735 кВт (1000 л.с.); крутящий момент — 2700 Н · м. Электромоторы питаются от аккумулятора ёмкостью 320 кВт · ч, который заряжается от топливных элементов. Расход водородного топлива — 23,5 л/100 км. Разгон до 100 км/ч — за 30 с; преодолеваемый на скорости 100 км/ч подъём — до 6 %. При торможении, на спусках электромоторы работают в режиме генератора, т.е. идёт рекуперативное торможение и зарядка аккумулятора. Конструкция автомобиля обеспечивает ему запас хода без подзарядки водородом 1931 км [4].

В 2018 году "Никола Мотор Компани" собирается начать создание сети водородных заправочных станций в Северной Америке. Планируется к 2019 г. создать 364 заправок. Разработчики заверяют, что стоимость перевозки груза на одно и то же расстояние автопоездом "Никола 1" будет вдвое меньше, чем дизельным.

Основной недостаток водородных двигателей — низкая энергетическая эффективность. Кроме того, в них применяется самый дорогой вид моторного топлива — водород. По данным НП "Национальная газомоторная ассоциация", цена водорода составляет 9,01 евро/л, что в 15 раз дороже, чем у дизельного топлива (0,6 евро/л).

Электрохимический генератор дорог и не сразу выходит на рабочий режим, требуя на прогрев до рабочей температуры от 15 мин до часа в зависимости от температуры окружающей среды. Водородные баллоны — тяжёлые, что снижает грузоподъёмность автомобиля. Все эти факторы отражаются в цене грузовика: "Никола 1" стоит $375 тыс., т.е. в 3 раза дороже аналогичного дизельного автопоезда. Водородных заправок во всём мире пока очень мало, поэтому спрос на данный тягач сомнителен, и перспективы его весьма туманны. Водородные автомобили были задуманы для решения проблемы низкого пробега электромобилей на одной зарядке. С появлением батарей, обеспечивающих пробег до 800—1000 км, инвесторы будут вкладывать на развитие сети электрических зарядных станций, а не на водородные заправки под несуществующие автомобили.

Революционное событие в мире электромобилей произошло 17 ноября 2017 года. В этот день в Хоторне (Калифорния) глава фирмы "Тесла" Илон Маск провёл презентацию широкой публике электрического седельного автопоезда "Тесла Семи". Обнародованные технические характеристики автопоезда оказались фантастическими. При полной массе 36,287 т на одной зарядке при скорости 100 км/ч он способен проехать 805 км, что в 2,3 раза больше чем у более лёгкого "Е-Фузо" [5]. Можно утверждать, что с этого дня многие перспективные разработки гигантов автопрома устарели, не доходя до производства.

Суточный пробег магистральных автопоездов в среднем составляет 600—700 км. Он ограничивается законодательно режимом труда и отдыха водителей. Так, "Европейское соглашение, касающееся работы экипажей транспортных средств, производящих международные автомобильные перевозки", ограничивает время вождения 9 часами в сутки [6]. За это время практически невозможно проехать более 800 км. Магистральный автопоезд в США проезжает не более 160 тыс. км в год, или примерно 500 км в сутки. По дальности пробега "Тесла Семи" не уступает дизельному автопоезду. По словам И. Маска, устройство сверхбыстрой зарядки (мегачарджер) позволяет за 30 минут накопить энергию, достаточную для пробега до 400 миль. Однако быстрая зарядка от бытовой сети невозможна, так как потребуется мощность до 1,6 МВт. Между тем в Европейском соглашении о режиме труда и отдыха водителей предусмотрены перерывы — 45 минут через каждые 4,5 часа езды и 11-часовой ежедневный отдых, чего будет вполне достаточно для зарядки аккумуляторов. По "дальнобойности" "Тесла Семи" полностью соответствует условиям эксплуатации автопоездов на магистральных перевозках.

Изюминка этой конструкции — в охлаждаемых аккумуляторах, ёмкость которых составляет рекордные 1000 кВт · ч. Расход энергии у автопоезда — около 125 кВт · ч на 100 км пути при скорости 100 км/ч, что эквивалентно расходу дизельного топлива 36 л/100 км. Тягач колёсной формулы 6×4 оснащён четырьмя асинхронными трёхфазными электромоторами и механическим приводом такого же типа, как на легковом "Тесла Модель 3". Эти четырёхполюсные трёхфазные двигатели переменного тока с жидкостным охлаждением имеют суммарную мощность 759 кВт. Электромотор выдаёт 100 % крутящего момента (600 Н · м) на любой скорости, обладает возможностью рекуперации энергии при торможении. По массе четыре таких электромотора легче силового агрегата однотипного дизельного тягача. Высокая энерговооружённость наряду с особенностью скоростно-силовой характеристикой асинхронных двигателей позволяет 36-тонному автопоезду разгонятся до 60 миль/час всего за 20 секунд, т.е. в три раза быстрее, чем типовой дизельный автопоезд. Без груза "Семи" разгоняется до 100 км/ч за 5 секунд. Пятипроцентный подъём загруженный электрогрузовик способен преодолеть с постоянной скоростью 100 км/ч, тогда как дизельные автопоезда на таком подъёме способны поддерживать скорость не более 72 км/ч. Благодаря большому крутящему моменту и идеальной характеристике асинхронных электродвигателей тягово-динамические свойства "Семи" несравнимо выше, чем у дизельного автопоезда.

При торможении тяговые двигатели электромобиля работают в режиме рекуперации, за счёт чего сберегается до 20 % ёмкости батарей, меньше изнашиваются тормозные колодки и диски, так как они используются только при экстренных торможениях и для полной остановки. Заявленный пробег до списания "Тесла Семи" равен 1,6 млн километров.

Привод колёс у "Тесла Семи" — простейший; частота вращения и крутящий момент вала электромотора легко управляются инвертором за счёт изменения амплитудно-частотной характеристики подводимого переменного тока. Кабина тягача — из углепластика, намного легче, чем у дизельных. Блок аккумуляторов встроен в несущую систему тягача, что придаёт ей дополнительно прочность и жёсткость. Небьющееся лобовое стекло выполнено по той же технологии, по

которой "Тесла" создала черепицу со встроенными солнечными батареями. Сверхбыстрая зарядка аккумуляторов достигается за счёт мегачарджера с жидкостным охлаждением, который позволяет поддерживать необходимую температуру батареи при ускоренной подзарядке.

Экономному расходу электроэнергии электрокаром на трассе способствует рекордно низкое для грузовых АТС аэродинамическое сопротивление: $C_x = 0{,}36$, тогда как у современных тягачей с полуприцепом — 0,65...0,70. При скорости автопоезда выше 80 км/ч около 50 % энергии растрачивается на преодоление сопротивления воздуха. Разработчикам "Семи" удалось достичь такого выдающегося результата за счёт размещения водительского сиденья по центру салона и придания кабине полукруглой обтекаемой формы, закрытия днища, колёсных ниш с боков и пространства между кабиной и тягачом, отсутствия каких-либо выступающих частей. Водитель за окружающей обстановкой и состоянием автопоезда следит по двум сенсорным экранам, расположенным слева и справа рулевого колеса.

И. Маск на презентации заявил, что эксплуатационные затраты на такой автомобиль составят 0,78 долл./км, тогда как для аналогичного дизельного автопоезда это 0,94 долл./км, т.е. на 20 % больше. При годовом пробеге 160 тыс. км разница составит $25 600. Цена "Семи" тогда не была названа, однако уже через неделю компания анонсировала прайс-лист [7]. Цена тягача оказалась несколько ниже, чем предполагалось ранее: он будет продаваться в двух модификациях с максимальным запасом хода в 482 и 805 километров за $150 тыс. и $180 тыс. соответственно.

Технические решения, реализованные в автомобиле "Тесла Семи", направлены на достижение экономической эффективности, конкурентного преимущества над дизельными тягачами. Рассмотрим, насколько же электрогрузовик выгоден в эксплуатации.

Коммерческий автомобиль должен быть экономически выгодным потребителю, превосходить конкурентов, тогда он будет пользоваться спросом. Особенно актуальна конкурентоспособность для новых моделей, иначе затраты на создание новой модели могут не окупиться. Конкурентоспособным можно считать ту модель, эксплуатация которой приносить большую выгоду, чем её конкуренты. Сравнение конкурентных моделей должно проводиться в одних тех же условиях эксплуатации. Объективность сравнительной оценки экономической эффективности подвижного состава может быть обеспечена при соблюдении следующих требований: оценка должна вестись за весь период эксплуатации; должны учитываться все доходы и расходы от покупки и эксплуатации конкретной модели транспортного средства; оценка должна вестись для одних и тех же условий эксплуатации сравниваемых моделей; критерий оценки должен быть ориентирован на максимальный эффект или минимальные затраты за период эксплуатации; интегральные денежные показатели должны рассчитываться по дисконтированным денежным потокам; интересы производителей и потребителей подвижного состава должны учитываться индивидуально; при расчётах следует учесть снижение показателей качества транспортных средств по мере износа; в денежных потоках должны быть учтены налоги и другие неналоговые платежи, инфляция, риски, остаточная стоимость подвижного состава при списании, изменения оборотных средств в период эксплуатации [8].

Экономическая эффективность грузового автомобиля за период эксплуатации может быть оценена как разность между полученными доходами и инвестиционными затратами по критерию "чистый дисконтированный доход", вычисляемый по формуле [9]:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \text{ДДП}_t - \sum_{t=0}^{T_I} \text{Д}I_t,$$

где ДДП_t — дисконтированный денежный поток t-го периода; $\text{Д}I_t$ — дисконтированные инвестиции; $T_{\text{сл}}$ — срок службы автомобиля; T_I — период инвестирования; t — текущий год эксплуатации.

При сравнительной оценке экономической эффективности предпочтительна та модель, у которой ЧДД больше чем у аналогов. Он показывает прирост капитала покупателя грузовика за весь период его эксплуатации. Преимущество данного критерия в том, что ЧДД разных грузовиков может быть суммирован, тем самым оценена экономическая эффективность всего парка. Недостатком ЧДД является то, что на практике сложно прогнозировать выручку от эксплуатации подвижного состава, иногда она может вообще отсутствовать. Например, при перевозках ведомственным транспортом собственных грузов. Кроме того, ЧДД непригоден для оценки эффективности легковых автомобилей.

Для оценки экономической эффективности как легковых, так и грузовых автомобилей предлагается универсальный критерий — совокупная стоимость владения (ССВ) за период эксплуатации:

$$\text{ССВ} = \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \frac{\text{ЭЗ}_t}{(1+r)^t} + \text{Ц} + \text{К}_{\text{вл}},$$

где ЭЗ_t — суммарные эксплуатационные затраты автомобиля в t-м периоде; r — ставка дисконтирования, равная стоимости капитала привлечённого для покупки автомобиля; Ц — цена автомобиля; $\text{К}_{\text{вл}}$ — сопутствующие капитальные вложения, связанные с приобретением данной модели.

В составе ЭЗ_t учитываются текущие эксплуатационные затраты, определяемые технико-эксплуатационными показателями автомобиля (табл. 2) [10]. ССВ есть сумма единовременных и эксплуатационных затрат за срок службы грузовика, приведённый на момент его покупки. Она позволяет оценить экономическую эффективность как инвестиционных, так и потребительских товаров. ССВ сравниваемых моделей должна быть определена на один и тот же объём работ. Производительность транспортных средств одного и того же назначения обычно различается, поэтому для приведения ССВ разных моделей к сопоставимому виду рассчитывают удельную совокупную стоимость вла-

дения (УССВ). Расчёт данного критерия грузового автомобиля осуществляется по формуле:

$$\text{УССВ} = \left(\sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} \frac{\text{ЭЗ}_i}{(1+r)^t} + \text{Ц} + \text{К}_{\text{вл}} \right) / \sum_{t=0}^{T_{\text{сл}}} L_t,$$

где L_t — пробег автомобиля в t-м году.

Описанная методика была применена для сравнительной оценки "Тесла Семи" и аналогичного импортного дизельного тягача "ДАФ XF105" колёсной формулы 4×2 (табл. 3). По условию оба тягача эксплуатируются в междугородних перевозках в России со шторно-бортовым полуприцепом "Кроун Профилайнер". Годовой пробег автопоездов был принят равным 160 тыс. км, срок эксплуатации — 10 лет. Для обеспечения сопоставимости расчётов полная масса автопоездов была принята одинаковой — 36,28 т. После 1 млн км пробега предусматривался капитальный ремонт тягачей. Затраты на капитальный ремонт дизельного автопоезда принимались в размере 50 % стоимости тягача, а электротягача — 50 % затрат на капремонт дизельного. Самые дорогие компоненты электротягача — аккумулятор, электромоторы, инверторы не подвергаются капитальному ремонту, служат до списания грузовика.

Эксплуатационные затраты автопоездов были рассчитаны по алгоритму, приведённому в табл. 2. В роли критерия оценки экономической эффективности была принята ССВ за период эксплуатации. Также была рассчитана удельная совокупная стоимость владения на 1 км пробега. Стоит отметить, что эти расчёты не обладают абсолютной точностью, так как, во-первых, ещё не все технические характеристики "Тесла Семи" раскрыты, во-вторых, эксплуатационные затраты автопоездов индивидуальны, зависят как от условий эксплуатации, так и от стиля езды водителя.

Результаты расчётов показывают, что совокупная стоимость владения электрогрузовика на 5377 тыс. руб. меньше, чем у дизельного автопоезда. При этом суммарные эксплуатационные расходы за 10 лет эксплуатации дизельного автопоезда составили 44 387 тыс. руб., а у "Семи" — 30 588 тыс. руб., т.е. на 13 799 тыс. руб. меньше.

Удельные эксплуатационные затраты на 1 км пробега у электрического автопоезда меньше на 45 %. Экономия получена, прежде всего, за счёт того, что на 1 км пробега он расходует электроэнергии на 5,7 рублей, тогда как дизельный автопоезд — на 11,70 рублей, т.е. вдвое больше. Затраты на топливо за 10 лет у дизельного тягача на 9600 тыс. руб. выше, чем у "Теслы Семи" на электроэнергию. Кроме того, затраты за те же 10 лет на техническое обслуживание, текущий и капитальный ремонт электротягача на 3569 тыс. руб. меньше, чем у конкурента.

С учётом того, что "Тесла Семи" дороже дизельного тягача на 8422 тыс. руб., экономическая выгода от эксплуатации электромобиля в 1,6 раза больше, чем переплата при покупке. Выгода, получаемая от эксплуатации электромобиля, составляет в среднем 1380 тыс. руб. ($23 260) в год, что позволяет компенсировать "переплату" при покупке электротягача за 6 лет эксплуатации.

Необходимо отметить, что удельные эксплуатационные затраты обоих автопоездов меньше сложившегося на рынке России среднего тарифа на междуго-

Таблица 2

Показатель	Расчёт эксплуатационных затрат и ССВ грузового автомобиля			
	0	1	...	$\text{Т}_{\text{сл}}$*
1. Инвестиции 1.1. Цена грузового автомобиля 1.2. Сопутствующие капитальные вложения	Ц $\text{К}_{\text{вл}}$			
Итого инвестиций	$(\text{Ц} + \text{К}_{\text{вл}})$			
2. Эксплуатационные затраты и налоги 2.1. Топливо, смазочно-охлаждающие жидкости 2.2. Затраты на шины 2.3. Техническое обслуживание и ремонт 2.4. Заработная плата водителя 2.5. Отчисления на социальные нужды 2.6. Амортизация 2.7. Накладные расходы 2.8. Налоги и неналоговые выплаты 2.9. Лизинговые платежи 2.10. Прочие эксплуатационные затраты (страхование, ОСАГО, "Зелёная карта", дорожные сборы, технический осмотр, мойка, стоянка и др.)				
Итого эксплуатационные затраты		ЭЗ_1	...	$\text{ЭЗ}_{\text{Тсл}}$
Коэффициент дисконтирования, $\text{КД} = 1/(1+r)^t$	КД_0	КД_1	...	$\text{КД}_{\text{Тсл}}$
Дисконтированные единовременные и эксплуатационные затраты	$\text{Ц} + \text{К}_{\text{вл}}$	$\text{ЭЗ}_1\text{КД}_1$	...	$\text{ЭЗ}_{\text{Тсл}}\text{КД}_{\text{Тсл}}$

* Срок службы грузового автомобиля

Таблица 3

Показатель	"ДАФ XF105"	"Тесла Семи"
1. Цена тягача с учётом растаможки, тыс. руб. (1 $ = 59,33 руб.)	6098	14 510
2. Цена полуприцепа с растаможкой, тыс. руб.	2226	2226
3. Цена автопоезда, тыс. руб.	8314	16 736
4. Средний годовой пробег, км	160 000	160 000
5. Полная масса, кг	36 287	36 287
6. Номинальная мощность двигателя/электромоторов, кВт	338	758,8
7. Ёмкость тяговых аккумуляторов, кВт · ч	—	1000
8. Контрольный расход топлива, л/100 км	30	—
9. Потребление электроэнергии, кВт · ч/100 км	—	125
10. Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,65	0,36
11. Стоимость топлива, руб./л	39	—
12. Средняя стоимость электроэнергии, руб./кВт · ч	—	4,56
13. Затраты на топливо/электроэнергию за 10 лет, тыс. руб.	18 720	9120
14. Затраты на *"AdBlue"* за 10 лет в расчёте 1,8 л/100 км, тыс. руб.	1240	0
15. Затраты на смазочно-охлаждающие жидкости за 10 лет, тыс. руб.	360	120
16. Число шин автопоезда	12	16
17. Затраты на шины за 10 лет, тыс. руб.	1810	2410
18. Затраты на техобслуживание и ремонт за 10 лет, тыс. руб.	2970	1480
19. Затраты на капитальный ремонт, тыс. руб.	4157	2078
20. Заработная плата водителя за 10 лет, тыс. руб.	9000	9000
21. Отчисления во внебюджетные фонды за 10 лет, тыс. руб.	2700	2700
22. Амортизация за 10 лет, тыс. руб.*	8314	16 736
23. Транспортный налог за 10 лет, тыс. руб.	391	640
24. Полис ОСАГО за 10 лет, тыс. руб.	190	190
25. Плата за дороги "Платон" за 10 лет, тыс. руб.	2850	2850
Суммарные эксплуатационные затраты, тыс. руб.	44 387	30 588
Удельные эксплуатационные затраты, 1 руб./км	27,74	19,12
Совокупная стоимость владения, тыс. руб.	52 701	47 324
Удельная совокупная стоимость владения, 1 руб./км	32,94	29,57
Средний тариф на перевозку, руб./км	35	35
* Амортизация при расчётах суммарных затрат не учитывается		

родних перевозках. При среднем тарифе 35 руб./км эксплуатация дизельного тягача приносит прибыль 7,26 руб., а электрического — 15,88 руб., т. е. вдвое больше. Результаты проведённых расчётов для усреднённых условий эксплуатации показывают, что, во-первых, автопоезд на электрической тяге экономически выгоднее дизельного автопоезда, у него ССВ меньше, а зарабатываемая прибыль больше, чем у конкурента, во-вторых, полученные результаты практически совпали с данными, приведёнными И. Маском при презентации "Теслы Семи".

В этом электротягаче реализовано ещё одно революционное решение — полуавтономная система вождения. Автопоезд умеет держать полосу движения, перестраиваться, а также изменять траекторию движения без вмешательства водителя. В кабине магистрального тягача не предусмотрено спальное место. Это намёк на то, что в момент освоения производства автомобиль будет иметь возможность отправиться в рейс без водителя. К 2020 году компании планирует её сделать полностью автономной, что вполне реально. Электромобили более приспособлены к оснащению автопилотом: достаточно дополнительно установить пару камер для распознавания разметки, фронтальный радар, лидар и GPS-модуль. В этой сфере есть уже положительный опыт. Так, в 2016 г. автономный седельный автопоезд "Вольво" стартапа "Отто" компании "Убер" в своём первом коммерческом беспилотном рейсе перевёз 45 тыс. банок пива и заработал $470. Автопоезд, двигаясь со скоростью около 88 км/ч, преодолел расстояние почти в 200 км от города Ловланд (штат Колорадо) до Колорадо Спрингс. Водитель управлял грузовиком только в городской черте. После выезда на шоссе он переместился в заднюю часть кабины и большую часть пути не садился в кресло водителя. За автопоездом двигался автомобиль полиции, но дорожная обстановка была обычной: для эксперимента не стали создавать облегчённые условия и перекрывать движение транспорта. Изначально беспилотные технологии планируется применять лишь при движении по автомагистралям, в населённых пунктах водителю придётся брать управление на себя. Автономные грузовые автомобили могут войти в широкий обиход раньше, чем легковые, так как условия их движения по магистралям намного проще, чем у легковых на городских улицах.

В настоящее время практически все крупные производители автомобильной техники создают, испытывают, доводят свои беспилотные модели. Создатели "Отто" считают, что беспилотные технологии перевозок станут обычной практикой на автомагистралях через 10 лет, но для локальных дорог и городских улиц её возможности пока недостаточны. Недалёк тот день, когда водители коммерческого транспорта переквалифицируются и возьмут на себя функции бортовых логистических операторов, сосредоточенных на рациональном планировании и управлении перевозочной деятельностью, а водители легковых автомобилей посвятят свои поездки отдыху или какой-либо полезной деятельности.

Таким образом, можно утверждать, что в скором времени не только легковые АТС, но и коммерческий

av718.fm Page 6 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

автотранспорт будут массово переходить на электрическую тягу. Данное утверждение базируется на появлении аккумуляторных батарей, способных обеспечить суточный пробег грузовиков без подзарядки. Несмотря на относительную дороговизну электрических грузовых автомобилей и недостаточную развитость инфраструктуры, по экономичности они уже догнали традиционные аналоги, оснащённые двигателями внутреннего сгорания. Электротягач "Тесла Семи" по критериям "совокупная стоимость владения", "удельные эксплуатационные затраты" превосходит аналогичные дизельные автопоезда. Страны, озабоченные экологией, на этапе перехода автомобилей на электротягу будут всё больше стимулировать как производителей, так и покупателей электрокаров. Тесно интегрируя науку, технологии, экологию и экономику автономные электромобили, определяют вектор развития транспорта ближайшего будущего.

Литература

4. Nikola One: первый в мире водородный грузовик из США. https://geektimes.ru/post/283306. (Дата обращения: 24.12.17 г.).
5. Как настоящий. Может ли грузовик "Tesla Semi" соревноваться с дизельными конкурентами. http://www.forbes.ru/tehnologii/352909-kak-nastoyashchiy-mozhet-li-gruzovik-tesla-semi-sorevnovatsya-s-dizel-nymi. (Дата обращения: 25.12.17 г.).
6. Европейское соглашение, касающееся работы экипажей транспортных средств, производящих международные автомобильные перевозки (ЕСТР) (Женева, 1 июля 1970 г.). http://base.garant.ru/2560634/#block_6#ixzz4zLJykWeI. (Дата обращения: 25.11.17 г.).
7. Объявлены цены на электрический грузовик "Tesla Semi". http://www.avtovzglyad.ru/avto/avtoprom/2017-11-23-objavleny-tseny-na-elektricheskij-gruzovik-tesla-semi. (Дата обращения: 9.12.17 г.).
8. Фасхиев Х.А. Конкурентный потенциал предприятия: оценка и управление // Экономическое возрождение России. 2008. № 3. С. 56—62.
9. Фасхиев Х.А., Крахмалева А.В. Оценка экономической эффективности производства и эксплуатации грузовых АТС // Автомобильная промышленность. 2004. № 12; 2005. № 1. С. 2—9.
10. Костин И.М., Фасхиев Х.А. Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке. Набережные Челны: Изд-во Камского политехнического института, 2002. 479 с.

АСМ-факты

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В ЯНВАРЕ—МАРТЕ 2018 г.

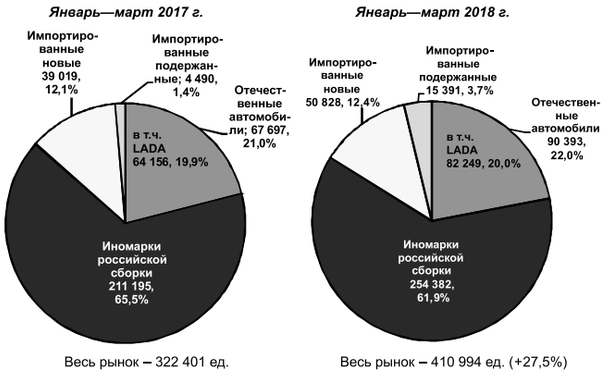
(*по информации ОАО "АСМ-холдинг"*)

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

Продажи легковых автомобилей в январе—марте 2018 г. выросли на 27,5 % по отношению к январю—марту 2017 г. и составили 411 тыс. единиц. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению в январе—марте 2018 и 2017 гг. выявляет рост абсолютных объёмов продаж во всех сегментах рынка. В отношении занимаемых долей рынка можно отметить снижение доли в сегменте иномарок российской сборки и росте рыночных долей в остальных сегментах.

Продажи отечественных автомобилей в январе—марте 2018 г. выросли на 33,5 % (до 90,4 тыс. ед.), а их рыночная доля выросла на один процентный пункт — до 22,0 %. Продажи автомобилей ВАЗ в январе—марте 2018 г. выросли на 34,4 %, а их доля составила 20,0 %. Продажи зарубежных моделей российской сборки по-прежнему занимают доминирующее положение на рынке легковых автомобилей, их продажи выросли на 20,4 % (до 254,4 тыс. ед.), а рыночная доля снизилась с 65,5 до 61,9 %. Совокупная доля продаж автомобилей, собранных в России (отечественных и зарубежных брендов), снизилась в январе—марте 2018 г. с 86,5 до 83,9 %.

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



Весь рынок – 322 401 ед. Весь рынок – 410 994 ед. (+27,5%)

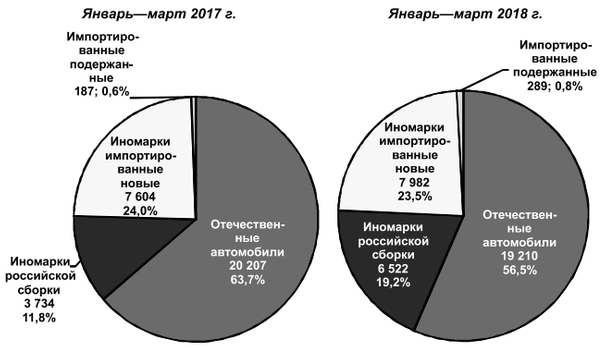
Импорт новых автомобилей вырос на 30,7 %, до 50,8 тыс. ед., а их доля на рынке составила 12,4 % по итогам января—марта 2018 г. (с учётом импорта по ГТД и ТПО). Ввоз подержанных машин в январе—марте вырос на 242,8 % и составил 15,4 тыс. ед., при этом импорт подержанных электромобилей (по ТПО) вырос на 261,5 %: ввезено 329 ед.

По данным Ассоциации Европейского Бизнеса, совокупный объём дилерских продаж новых легковых и лёгких коммерческих автомобилей в России в январе—марте 2018 г. составил 392 920 ед., что на 21,7 % больше, чем в январе—марте 2017 г. (322 880 ед.). Импорт легковых автомобилей по ТПО (включён в расчёт рынка), составил в январе—марте 2018 г. 7999 ед. против 2451 ед. годом ранее. Из них на подержанные автомобили пришлось 7477 ед. и 2295 ед. соответственно.

av718.fm Page 7 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ (ВКЛЮЧАЯ МАЛОТОННАЖНЫЕ)

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ



Весь рынок – 31 732 ед. Весь рынок – 34 003 ед. (+7,2%)

АВТОБУСЫ И МИКРОАВТОБУСЫ

СТРУКТУРА РОССИЙСКОГО РЫНКА АВТОБУСОВ ПО ПРОИСХОЖДЕНИЮ

Весь рынок – 7 427 ед. Весь рынок – 7 699 ед. (+3,7%)

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.365/367 (075.8)
ББК 39.34 — 01 — н 73

ТЯГОВАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОЦЕЛЕВОЙ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЕЁ ПО ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Д-р техн. наук **ГУСЬКОВ В.В., БОЙКОВ В.П., КАРПИЕВИЧ Ю.Д., СУШНЁВ А.А.**
Белорусский НТУ (as.voshod@gmail.com)

Рассматриваются методики построения тяговой и динамической характеристик при движении колёсной машины по грунтовой поверхности. Установлены математические зависимости по определению тягово-сцепных и скоростных свойств проектируемой машины и для их оценки построены тяговые и динамические характеристики.

Ключевые слова: *колёсный движитель, ведомые и ведущие колёса, законы сжатия и сдвига грунта, тяговая и динамическая характеристики, реакция поверхности, специальное колёсное шасси 8×8, сила тяжести.*

Guskov V.V., Boikov V.P., Karpievich Yu.D., Sushniov A.A.
TRACTION AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MULTI-PURPOSE WHEELED MACHINES WHEN MOVING IT ALONG THE GROUND SURFACE

Discusses the methodology of the traction and dynamic characteristics when driving a wheeled vehicle over a soil surface. Set mathematical dependences on the definition of trailer coupling and properties design machines and to evaluate them built traction and dynamic performance.

Keywords: *wheeled mover, slave and drive wheels, the laws of compression and shear the soil, pulling and dynamic characteristic, response of a surface, special wheeled chassis 8×8, force of gravity.*

В теории мобильных машин, как известно, тягово-сцепные их свойства оцениваются тяговой характеристикой, а скоростные свойства — динамической. При этом движение колёсной машины по грунтовой поверхности всегда сопровождается буксованием, т.е. некоторой потерей скорости движения, в связи с чем ведущее колесо снабжается грунтозацепами (рис. 1), улучшающими сцепные свойства колеса.

Рассматривая взаимодействие ведомых и ведущих колёс с грунтовой поверхностью, воспользуемся законами сжатия и сдвига грунта под действием нагрузки, предложенными профессором В.В. Кацыгиным [1, 2] как наиболее адекватными реальным условиям движения.

Сопротивление грунта к образованию колеи принято оценивать коэффициентом $f_к$ качения, а сцепные качества — коэффициентом φ сцепления. Взаимодействие колеса с поверхностью движения можно представить единым процессом, который показан на рис. 2. Здесь δ — буксование (в долях единиц), f — скольжение (в пределах значения коэффициента трения покоя $f_п$). Кривая *1* относится к искусственным поверхностям движения, кривая *2* — к естественным. В пер-

av718.fm Page 8 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

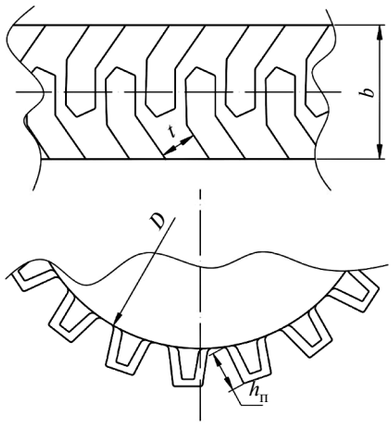


Рис. 1. Рисунок протектора шины ведущего колеса колёсной машины: t — шаг грунтозацепов; $h_п$ — высота протектора

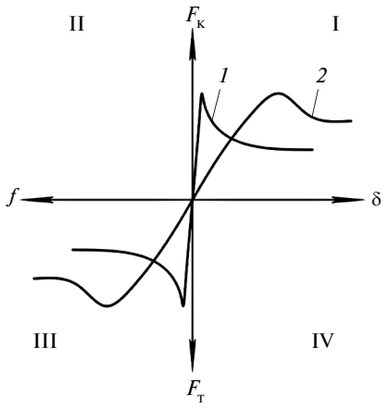


Рис. 2. Процесс скольжения-буксования

вой четверти показаны силы сцепления, формирующие движущую силу $F_к$.

При движении по дорогам (искусственные поверхности), касательная сила тяги $F_к$ возрастает почти мгновенно, достигая максимальной величины при приложении максимального крутящего момента $M_{к\,max}$, т.е. $F_{к\,max} = \Psi_{max}G$, где Ψ — коэффициент сцепления. При торможении тормозная сила зависит от степени приложения тормозного момента $M_{тор}$, достигая максимальной величины при полном скольжении, т.е. $F_{тор.max} = f_п G$.

Согласно рис. 3 тяговый баланс колёсной машины имеет вид формулы 1 (табл. 1). Рассмотрим подробнее силы, действующие на мобильную колёсную машину.

При определении скоростей и ускорений принимают различные допущения как по составу системы (число масс, характер связей), так и по характеру движения. Машина с механической трансмиссией имеет

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$x_2 + x_3 = x_1 + F_{воз} + F_{ин} + F_р + F_п + F_{кр}$	$x_2 + x_3 = F_{кр}$ — движущая сила; $x_1 = F_{спр}$ — сопротивление движению за счёт смятия грунта движителем и образования колеи; $F_{воз}$ — сопротивление воздуха; $F_{кр}$ — крюковая нагрузка; $F_п$ — сопротивление подъёму; $F_{ин}$ — сила инерции
2	$f_к = f_{к0}[1 + (0{,}06v_д)^2]$	—
3	$F_{воз} = k_a A_В v_д^2$	k_a — коэффициент сопротивления воздуха; $A_В$ — лобовая площадь машины; $v_д$ — действительная скорость движения
4	$F_{ин} = m_a \frac{\partial v_0}{\partial t}$	m_a — полная масса колёсной машины
5	$F_р = m\delta_{вр} j$	$\delta_{вр}$ — коэффициент учёта вращающихся масс; j — ускорение поступательного движения
6	$\delta = \frac{1 + (\Sigma J_{Mi} u_i^2 \eta_{тр\,i} + J_k)}{m r_к r_д}$	J_{Mi} — момент инерции вращающейся i-й массы; u_i — передаточные отношения; $\eta_{тр.i}$ — КПД i-й вращающейся массы; $r_к$ — кинематический радиус колеса, м; $r_д$ — динамический радиус колеса
7	$F_д v_T = \frac{p_e \eta_{тр} i}{r_д}$	p_e — мощность двигателя; η_r — КПД трансмиссии; i — передаточное число i-й передачи; $r_д$ — динамический радиус ведущего колеса
8	$Fv_0 = Fv_T(1 - \delta) = \frac{p_e \eta_{тр} i}{r_д}$	—
9	$\eta_m = \eta_{тр}\eta_r\eta_\delta\eta_{спр}$	—
10	$f_{спр} = \frac{F_{спр}}{G}$; $\varphi_{сц} = \frac{F_к}{G}$; $D = \frac{F_к - F_{спр}}{G}$	D — динамический фактор

av718.fm Page 9 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

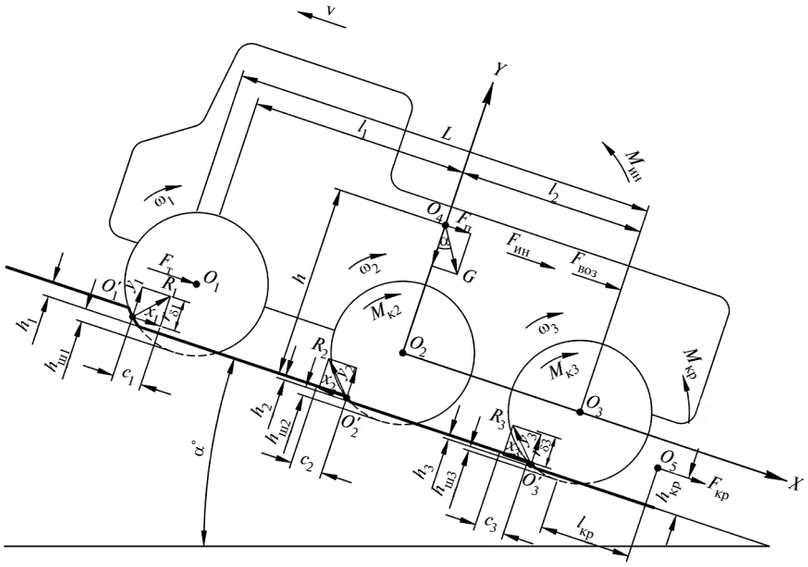


Рис. 3. Схема активных сил и моментов, сил инерции и моментов, силы сопротивления воздуха и крюковой нагрузки и реакции грунтовой поверхности

однозначную связь частоты вращения всех вращающихся масс с частотой вращения коленчатого вала двигателя. Изучая её тягово-скоростные свойства, пренебрегают взаимным перемещением всех отдельных масс, кроме относительного вращения деталей двигателя, трансмиссии и колёс.

Считается, что центр масс машины совершает плоское движение, копируя продольный профиль дороги (грунтовой поверхности) без колебаний, вызываемых её неровностями. На рис. 4, в качестве примера, показано трёхосное колёсное шасси, движущееся по плоскому участку дороги. Если продольный профиль дороги криволинейный, то кроме поступательного движения машина совершает ещё вращательное относительно поперечной оси *Z*, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения. Ось *X*, проходящую через центр масс и параллельную плоскости движения, называют продольной осью, а ось *Y*, перпендикулярную *X* и *Z* и направленную вверх, — нормальной.

Скоростью и ускорением колёсной машины называют скорость и ускорение её центров масс. Для их определения достаточно знать внешние силы, действующие на машину. Определить некоторые внешние силы можно, зная соответствующие внутренние силы. К внешним силам относятся: сила тяжести, реакции дороги, аэродинамические реакции и крюковое усилие.

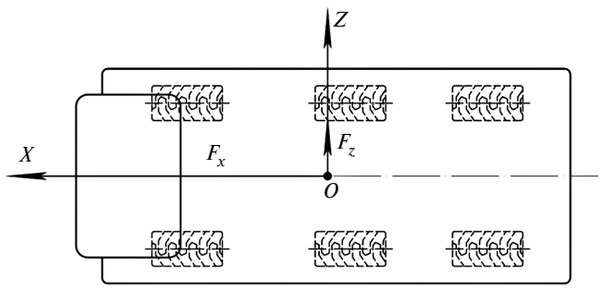


Рис. 4. Трёхосное колёсное шасси

Сила тяжести. Её величину и точку *O* приложения (центр масс) можно определить по параметрам, приведённым в технических характеристиках и справочных материалах. В современных технических характеристиках, как известно, приводятся собственная (т.е. масса снаряжённого транспортного средства — без груза, полностью заправленного топливом, и др. техническими жидкостями, с инструментом, дополнительным оборудованием и штатными запасными колёсами) $m_б$ и полная (включая массы экипажа и груза по номинальной грузоподъёмности) m_a массы колёсных машин.

Модули сил тяжести машины, стоящей на горизонтальной плоскости при полной и снаряжённой массе, равны соответственно $G_a = m_a g$; $G_б = m_б g$. Положение центра масс по длине определяется расстояниями l_1 и l_2 до геометрических осей вращения колёс. Эти оси будем называть передней и задней осями машины. Расстояние $l_1 + l_2 = L$ — база. Значения l_1 и l_2 могут быть найдены по параметрам, приводимым в технических характеристиках. Высота расположения центра масс обычно приводится в справочной литературе.

Движение колёсной машины по естественной поверхности грунта всегда сопровождается смятием грунта опорными частями колёс и сдвигом его в направлении, обратном движению. В первом случае образуется колея, оцениваемая высотой $h_п$, и образуется сила сопротивления движению $F_{спр}$. Второй случай сопровождается буксованием δ, и образуется движущая реакция $F_{дв}$.

При этом сила $F_{спр}$ сопротивления качению колеса оценивается формулой: $F_{спр} = f_к G$, где $f_к$ — суммарный коэффициент, включающий деформацию грунтовой поверхности $f_п$ и деформацию шины $f_ш$, т.е. $f_к = f_п + f_ш$. Исследователи [2—4] отмечают, что сила сопротивления зависит от скорости движения, и предлагают оценивать формулой 2. В свою очередь, движущая сила $F_к$ (движущая реакции *x*) оценивается коэффициентом сцепления φ и силой тяжести *G*, т.е. $F_к = \varphi G$.

Сила сопротивления подъёму $F_п$ — есть проекция силы тяжести на направление вектора скорости центра масс колёсной машины. Радиусы кривизны вертикального профиля дороги обычно велики по сравнению с базой машины, поэтому отрезки дороги, на которых в каждый данный момент она находится,

av718.fm Page 10 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

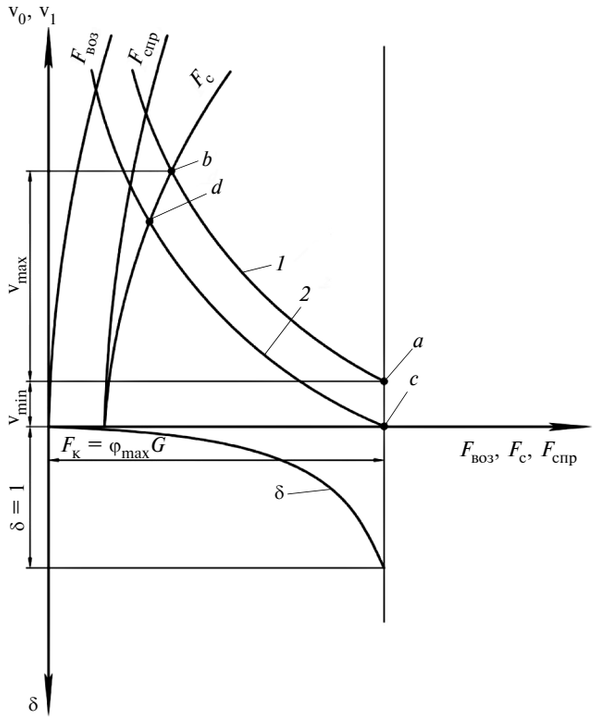


Рис. 5. Тяговая характеристика колёсной машины при движении по горизонтальной поверхности в установившемся режиме:

1 — потенциальная характеристика; *2* — действительная характеристика

можно заменить плоскостями, имеющими продольный наклон α, и рассматривать силу $F_п$ как составляющую силы тяжести, параллельную этой плоскости (см. рис. 3). Тогда $F_п = G\sin\alpha$. А как известно, при небольших углах α синус может быть заменён тангенсом, которым в дорожном строительстве обозначают продольный уклон дороги *i* (в %). Таким образом, формула приобретает вид $F_n = G_a i$. Разумеется, на подъёме эта сила будет положительной, а на спуске — отрицательной.

Сила сопротивления воздуха $F_{воз}$ — это составляющая полной аэродинамической силы, направленная по продольной оси машины. Аэродинамические силы могут возникать в результате движения в неподвижной воздушной среде, обтекания потоком движущегося воздуха (ветром) неподвижной машины, а в общем случае — при её движении в движущемся воздушном потоке. Элементарные аэродинамические силы, действующие в каждой точке поверхности машины, различны по величине и направлению. Совокупность их может быть заменена равнодействующей $F_ω$ (полной аэродинамической силой). Сила сопротивления воздуха вычисляется по формуле 3.

Сила инерции $F_{ин}$ при поступательном (переносном) движении оценивается формулой 4. Сила сопротивления разгону $F_р$ — формулой 5, в которую входит коэффициент учёта вращающихся масс, вычисляемый по формуле 6.

Графическое изображение силового баланса в координатах "сила—скорость", называется **тяговой характеристикой** колёсной машины. На рис. 5 показана такая характеристика для машины, движущейся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме.

Под **потенциальной** характеристикой понимается возможность реализации теоретической скорости движения машины при различных силах сопротивления движению. Рассчитывается она по формуле 7. На кривой 1 имеются две характерные точки: *a* — где скорость движения колёсной машины ограничивается сцепными свойствами ($F_к = φ_{max}G$) и *b* — где скорость движения ограничивается мощностью двигателя.

Действительная характеристика — это возможность реализации тягово-сцепных и скоростных свойств при наличии буксования. Она рассчитывается по формуле 8. На кривой 2 также имеются две характерные точки: *c* — где движение машины невозможно ввиду полного буксования (δ = 1) и *d* — где скорость движения ограничивается мощностью двигателя.

Представляет интерес исследование зависимости тягового коэффициента полезного действия $η_т$ (формула 9) от показателей процесса взаимодействия ведущего колеса с опорной поверхностью (рис. 6). Здесь $η_{тр}$ — КПД учитывающий потери в трансмиссии; $η_r$ — КПД учитывающий потери за счёт деформации шины; $η_δ$ — КПД учитывающий потери скорости движения; $η_{спр}$ — КПД учитывающий потери за счёт смятия грунта движителем и образования колеи.

Примем допущение, что мобильная колёсная машина движется по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме, со снаряжённой массой $m_{сн}$, полной массой $m_п$ и массой прицепа $m_{пр}$. Под тяговым КПД будем понимать отношение мощности $P_п$, идущей на совершение полезной работы, к мощности P_e, развиваемой двигателем машины, т.е. $η_T = P_п/P_e$. В этом случае тяговый КПД снаряжённой

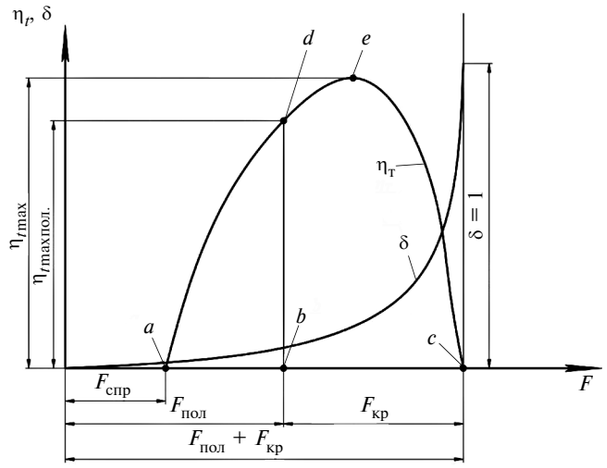


Рис. 6. Зависимость тягового $η_т$ КПД колёсной машины от развиваемой силы тяги

av718.fm Page 11 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

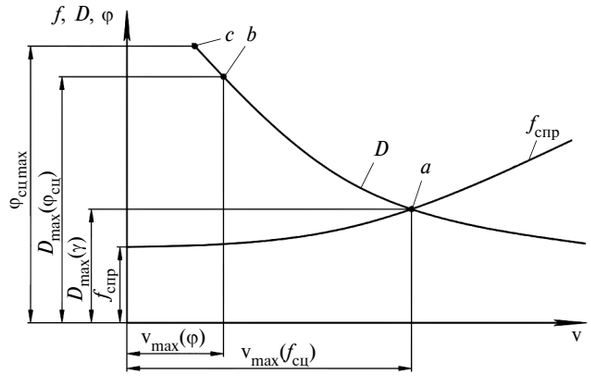


Рис. 7. Динамическая характеристика мобильной колёсной машины

машины без оборудования и крюковой нагрузки равен 0.

С другой стороны, тяговый КПД $\eta_т$ в точке *c* тоже равен 0, поскольку движитель полностью буксует ($\delta = 1$). Область характеристики *adb* отражает зависимость тягового $\eta_т$ КПД от полной нагрузки, а область *bdec* — крюковой нагрузки. Запас свободной силы, равной $F_{кр} - F_п = F_{изб}$, которую называют избыточной, даёт возможность судить об использовании колёсной машины в качестве тягача и определить массу буксируемого прицепа.

Динамическая характеристика, в отличие от тяговой, даёт возможность оценить скоростные свойства колёсной машины (рис. 7). Для возможности сравнительной оценки свойств машин, обладающих различной массой и мощностью двигателей, удобнее использовать безразмерные величины (формулы 10).

На зависимости $D = f(f_{сц}, \varphi_{сц})$ имеется три точки — *a*, *b*, *c*. В точке *a* колёсная машина достигает максимальной скорости движения, обусловленной сопротивлением движению; в точке *b* скорость ограничивается её тяговыми возможностями ($\varphi_{сц} \to max$); в точке *c* — имеет место полное буксование машины ($\delta \to 1$).

В качестве примера построения тяговой и динамической характеристик рассмотрим движение четырёхосного полноприводного специального колёсного шасси МЗКТ-7930 (семейство "Астролог"), движущегося на шинах ВИ-203 (1500 × 600 − 635) по горизонтальной поверхности залежи суглинка нормальной (W = 14...18 %) влажности. Параметры данной машины приведены в табл. 2, а показатели физико-механических свойств грунта — в табл. 3.

При снаряжённой массе $m_{сн}$ = 21 т (весовая нагрузка $G_{сн}$ = 206 кН) в результате расчёта по приведённым ранее уравнениям получены следующие результаты. Сила сопротивления движению за счёт смятия грунта движителем и образования колеи на минимальной скорости движения: $F_{спр0}$ = 8,7 кН; $f_{спр0}$ = 0,05; h = 0,03 м.

При полной массе m_n = 43 т (весовая нагрузка 411 кН), из которых масса оборудования $m_{об}$ = 22 т, максимальная движущая сила $F_{дв.max}$ = 318 кН при 25 % буксования. При этом: $F_{спр0}$ = 121,8 кН; $f_{спр0}$ = 0,21; h = 0,11 м; φ_{max} = 0,75; $L_{пр}$ = 1,01 м.

Зависимость тяговых показателей от скорости движения определяется по эмпирическим формулам: $F_{спр} = F_{спр0} = 1 + (0{,}06v_д)^2$, где $v_д$ — действительная скорость движения; $v_д = v_т(1 - \delta) = \omega r_к(1 - \delta)$; ω — угловая скорость колёс; δ — буксование в долях единиц; $r_к$ — кинематический радиус.

При расчётах радиус $r_к$ приравнивается к статическому $r_{ст}$ радиусу, который оценивается при помощи формулы Хейдекеля [5]: $r_{ст} = r_0 - h_{ст}$, где r_0 — номинальный радиус; $h_{ст}$ — величина прогиба шины под нагрузкой. Последняя определяется по формуле $h_{ст} = \dfrac{G}{2\pi P_w \sqrt{r_0 r_c}}$, где w — давление воздуха в шине; r_c — радиус сечения шины, приближённо равный половине её ширины ($r_c \cong b/2$).

Таблица 2

Параметр мобильной колёсной машины	Специальное колёсное шасси МЗКТ-7930
Мощность двигателя, кВт (л. с.)	368 (500)
Снаряжённая масса, т	21,0
Полная масса, т	43,0
Масса установленного оборудования, т	22,0
Максимальная скорость движения, км/ч (м/с)	70,0 (19,44)
Площадь лобового сопротивления, м^2	9,3
База, м	8,45
Колея, м	2,375
Дорожный просвет, м	0,4
Размеры шин, м диаметр ширина	 1,5 0,6

Таблица 3

Показатель физико-механических свойств грунтовой поверхности	Категория грунта: залежь суглинка
Влажность W, %	14...18
Несущая способность грунта σ_0, Н/м^2	$2{,}18 \cdot 10^6$
Коэффициент объёмного смятия k, Н/м^3	$0{,}42 \cdot 10^6$
Коэффициент деформации $k_т$, м	0,065
Коэффициент трения скольжения $f_{ск}$	0,76
Коэффициент трения покоя $f_п$	0,78

av718.fm Page 12 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

Сила сопротивления воздуха $F_{воз}$ оценивается по формуле: $F_{воз} = k_B A_B v_д^2$, где k_B — коэффициент сопротивления, k_B = 0,52 Н · с^2/м^4; A_B — лобовая площадь машины, A_B = 9,3 м^2.

Зависимость буксования от скорости оценим при помощи формулы: $\varphi_{кр} = \phi_{max}\left(1 - e^{-\frac{k\delta}{1-\delta}}\right)$, где k — коэффициент, оценивающий сцепные свойства грунтовой поверхности. Для залежи суглинка нормальной влажности k находится в пределах 7,9...9,1. При расчётах этот коэффициент был принят равным 8,1.

Потенциальная характеристика рассчитывалась по уравнению: $P_e\eta_{тр} = F_{дв}v_д = F_{дв}v_т(1 - \delta)$, где $\eta_{тр}$ — коэффициент полезного действия, характеризующий потери мощности в трансмиссии и при расчётах, принятый равным 0,91.

Полученная тяговая характеристика специального колёсного шасси приведена на рис. 8: показаны зависимости $v_д = f(F)$, $\delta = f(F)$ и $\eta_т = f(F)$.

Следует отметить, что тяговая характеристика даёт возможность оценить тягово-сцепные свойства машины от действительной скорости движения или наоборот. Так, максимальная скорость, которую может развить специальное колёсное шасси при заданных условиях движения, равна 48,5 км/ч и ограничивается мощностью двигателя P_e. Наименьшая скорость движения ограничивается тягово-сцепными качествами машины и равна 7,7 км/ч при движущей силе $F_{дв}$ = 240 кН и буксованием 38 %. Максимальный тяговый КПД машина развивает при использовании её в качестве тягача при движущей силе $F_{дв}$ = 148 кН и буксовании 4 % и действительной скорости движения $v_д$ = 18 км/ч.

Однако тяговая характеристика недостаточно удобна для сравнения тягово-сцепных и скоростных

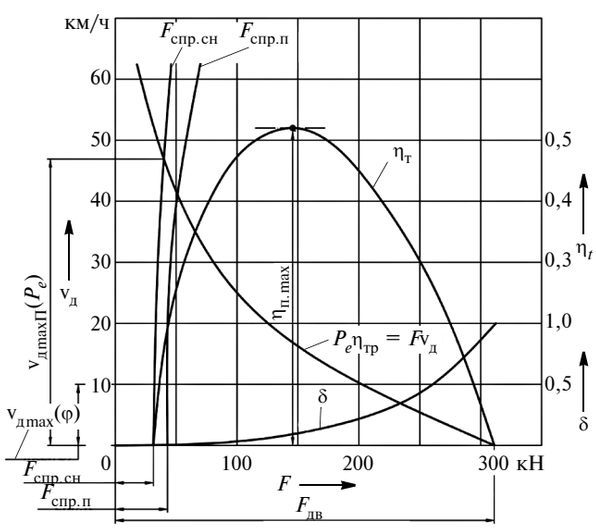


Рис. 8. Тяговая характеристика специального колёсного шасси на грунтовой поверхности — залежи суглинка нормальной влажности

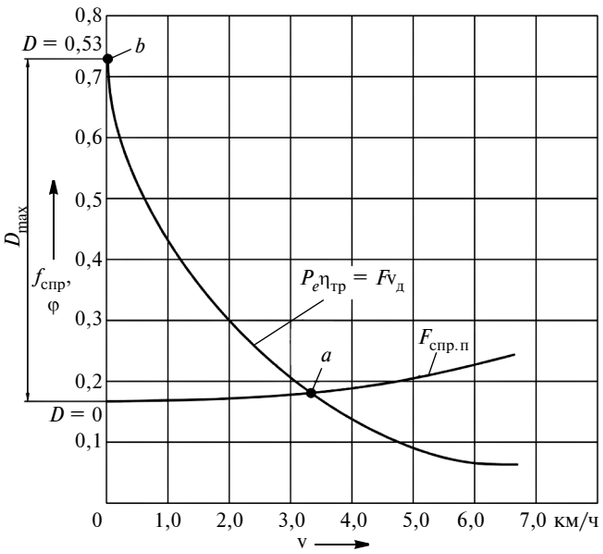


Рис. 9. Динамическая характеристика специального колёсного шасси

свойств машин различных классов, обладающих различной массой, мощностью двигателя, движителями и т.д. В этом случае используется динамическая характеристика.

При этом удобнее пользоваться безразмерной величиной — динамическим фактором $D = (F_{дв} - F_{спр})/G_п$, где $F_{дв} = \varphi_{max}G$; $F_{спр}$ — сопротивление движению за счёт образования колеи, аэродинамических силы и сопротивления от деформации грунта. (Если машина движется по горизонтальной поверхности в установившемся режиме. При неустановившемся же режиме в состав силы сопротивления движению добавляются сила сопротивления подъёму и силы инерции.)

На рис. 9 показана динамическая характеристика, отображающая зависимость динамического фактора D и тягово-сцепных свойств машины от скорости, т.е. $D = f(v_0)$, $f_{спр} = f(v_0)$ и $\varphi = f(v_0)$. В точке a динамический фактор D равен нулю ввиду того, что сопротивление движению $f_{спр} = f(v_0)$ достигло максимальной величины, равной движущей силе $F_{дв}$, т.е. $D = (F_{дв} - F_{спр})/G = 0$. В точке b динамический фактор достигает максимального значения, так как при этом движущая сила достигает своего максимального значения, а сопротивление движению стремится к минимуму.

Литература

1. Многоцелевые гусеничные и колёсные машины. Теория. / Гуськов В.В. и др.: Под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора В.П. Бойкова. — Минск: Новое знание: М.: ИНФРА — М., 2012. — 543 с.
2. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. М.: ЮНИТИ, 2001. — 230 с.
3. Агейкин Я.С. Проходимость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1951. — 232 с.
4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
5. Гуськов В.В. Тракторы. Теория. / В.В. Гуськов и др.: Под общ. ред. проф. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.

УДК 641.43

АНАЛИТИКО-РАСЧЁТНОЕ СОПОСТАВЛЕНИЕ ГЛАДКОЙ И ШЕРОХОВАТОЙ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ЦИЛИНДРА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОЗИЦИЙ ГИДРОДИНАМИКИ И ТРИБОЛОГИИ

Д-р техн. наук **ПУТИНЦЕВ С.В.**,
канд. техн. наук **АНИКИН С.А., РАТНИКОВ А.С.**
МГТУ имени Н.Э. Баумана, Тверской ГТУ,
ВлГУ имени А.Г. и Н.Г. Столетовых
(putintsev50@yandex.ru.)

Предложен подход, позволивший получить аналитико-расчётным путём количественные показатели, характеризующие гидродинамические и трибологические свойства цилиндров с гладкой и регулярно-шероховатой поверхностями трения. Показано, что при условии гарантированного наличия смазочного материала в зазоре сопряжений "цилиндр—юбка поршня" и "цилиндр—поршневое кольцо" гладкая поверхность трения цилиндра имеет преимущество перед шероховатой поверхностью, формируемой применением, в частности, технологии плосковершинного хонингования, по признаку повышения гидродинамической несущей способности и, как следствие, признаку снижения силы вязкостного трения смазки и износа поверхностей указанных сопряжений.

Ключевые слова: *цилиндр, поршень, смазочный материал, плосковершинное хонингование, гидродинамическая несущая способность.*

Putintsev S.V., Anikin S.A., Ratnikov A.S.

ANALYTICAL-CALCULATED COMPARISON OF SMOOTH AND ROUGH THE FRICTION SURFACES OF THE CYLINDER OF THE PISTON ENGINE FROM THE STANDPOINT OF FLUID DYNAMICS AND TRIBOLOGY

Authors offer the approach, allowed to receive by an analytical and design way the quantity indicators characterizing hydrodynamic and tribologic properties of cylinders with smooth and regular-rough friction surfaces. It is shown that under condition of the guaranteed presence of lubricant in a clearance of coupling "cylinder-piston skirt" and "cylinder-piston ring" the smooth friction surface of the cylinder has advantage before the rough one formed by application, in particular, by the ftat-topped honing technology, on the basis of increase of hydrodynamic load carrying capacity and, as consequence, to a sign of decrease in lubricant viscous friction force and deterioration of surfaces of the specified interfaces.

Keywords: *cylinder, piston, lubricant, ftat-topped honing, load carrying capacity.*

Произошедший в конце 1960-х — начале 1970-х гг. практически повсеместно переход от гладких хонингованных внутренних поверхностей цилиндров к регулярно-шероховатым поверхностям, формируемым плоско-вершинным хонингованием (ПВХ), помимо решения основной задачи — повышения точности исполнения заданной чертежом цилиндрической формы внутренней поверхности — позволил устранить случаи прижогов поршневых колец, а также натиров и задиров поршней, вызванных форсированием быстроходных поршневых автотракторных двигателей по скоростному и нагрузочному режимам, в том числе за счёт применения газотурбинного наддува.

В последние годы наблюдается интерес к возвращению "гладкого" цилиндра, но в новых условиях, способствующих устранению причин, приводивших ранее к негативным последствиям в отношении надёжности работы деталей цилиндро-поршневой группы. Дело в том, что широко известная топография трущейся поверхности цилиндра после плоско-вершинного хонингования, представляющая собой относительно регулярную систему впадин и плоских участков — плато, в сравнении с оптически гладкой поверхностью цилиндра обладает рядом недостатков, провоцирующих часто наблюдаемые рост расхода масла на угар [1, 2], а в случае нарушения оптимальных режимов хонингования (в частности, в ходе ремонтно-восстановительных работ в отношении цилиндров и цилиндровых отверстий блоков) — снижение компрессии [2] и увеличение интенсивности износа деталей ЦПГ [3].

В связи с этим попытка разобраться в сущности гидродинамических и трибологических процессов на ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра в паре с работающим в нём смазываемым поршнем и/или поршневым кольцом имеет вполне оправданный научно-практический смысл. Цель данного исследования состояла в сравнении при прочих равных условиях значений гидродинамической несущей способности (ГНС) гладкой и шероховатой внутренних поверхностей цилиндра и выявлении на основе такого сравнения трибологических преимуществ использования того или иного из этих типов поверхностей. Для достижения указанной цели авторы прибегли к использованию весьма серьёзных допущений, позволивших тем не менее получить решение реализующих поставленную цель задач на аналитико-расчётном уровне, дающем право на определённое обобщение и распространение результатов анализа на широкий круг и проявление рассматриваемых процессов.

Тщательно выполненная оценка топографии достаточно большой выборки образцов поверхностей реальных цилиндров после применения к ним технологии плоско-вершинного хонингования позволила, во-первых, развеять терминологическую мистификацию касательно "глубоких впадин" этого профиля, а во-вторых, и это самое важное, выявить определённую систему или устойчиво повторяющееся соотношение между основными шаго-высотными параметрами ПВХ-шероховатости.

Так, выглядящие на профилограммах действительно глубокими впадины ПВХ-поверхности являются таковыми только по причине существенного (от 50 до 250 раз) превышения масштаба вертикального увеличения над масштабом увеличения по горизонтали, автоматически устанавливаемого профилографом при снятии профилограмм шероховатой поверхности. После представления профилограммы в реальном ракурсе, т.е. при одинаковом масштабе горизонтального и вертикального увеличения "глубина впадин" пропадает, и ПВХ-профиль при пренебрежении субшероховатостью (её загрублении) становится близок к гидродина-

av718.fm Page 14 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

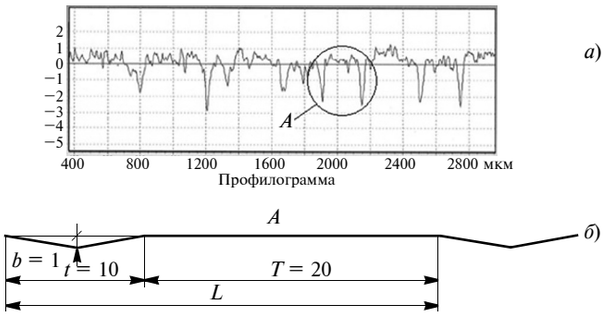


Рис. 1. Условный, полученный в результате профилометрии (а), и реальный, представленный с использованием одинакового масштаба шаго-высотных параметров и сглаживания субшероховатости, вид фрагмента профиля продольной образующей цилиндра после ПВХ (б)

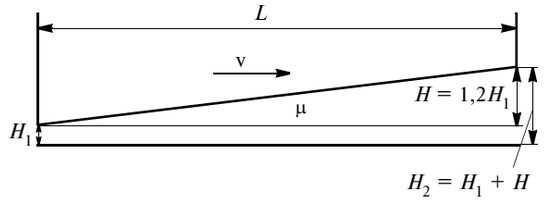


Рис. 2. Линейная форма зазора сопрягаемых смазываемых поверхностей, обеспечивающая максимизацию ПГНС при заданных постоянных значениях динамической вязкости смазочного материала μ и скорости скольжения смазываемого тела v

мически оптимальной поверхности, сочетающей мелкие канавки (наклонную плоскость) с участками прямолинейного удлинения (рис. 1).

В результате анализа представительной выборки профилограмм ПВХ-поверхностей цилиндров поршневых быстроходных двигателей, аналогичных представленной на рисунке, было определено достаточно устойчиво повторяющееся на каждом фрагменте ПВХ-шероховатости, включающем впадину и сопряжённый с ней плоский участок (плато), соотношение реальных значений глубины впадины b к её длине t и к длине плато T, которое может быть оценено как $b{:}t{:}T$ = 5 мкм:50 мкм:100 мкм или 1:10:20 (рис. 1, *б*).

С учётом прогнозируемой малой разницы между гидродинамической несущей способностью, формируемой гладкой и шероховатой поверхностями цилиндра на несущем участке профиля движущегося тела (в данном случае юбки поршня), было принято решение использовать при анализе сравнение гидродинамической несущей способности для одинаковых и, главное, оптимальных с точки зрения её максимизации форм сопряжения "цилиндр—несущий участок юбки поршня". Для линейной формы зазора указанного сопряжения в работе [4] ранее было аналитически установлено, что максимизация погонной гидродинамической несущей способности достигается при прочих равных условиях, включающих постоянство динамической вязкости смазочного материала μ и скорость движения смазываемого тела вдоль опорной поверхности v, соответствующим выбором значений абсолютного перепада высот профиля несущего участка L поверхности движущегося тела H, а именно: $H = H_2 - H_1 \approx 1{,}2H_1$, где H_1, H_2 — соответственно высота зазора на выходе и входе несущего участка L движущейся поверхности (рис. 2). Здесь и далее шаговый параметр L обозначает полную длину несущего как гладкого, так и шероховатого (линейно сужающегося навстречу вектору скорости v) участков профиля движущегося смазываемого тела, в то время как l обозначает длину фрагмента шероховатого участка цилиндра.

Для снижения трудоёмкости выполнения вычислительных процедур по определению значений ПГНС вслед за результатами работ по исследованию гидродинамики микрорельефа, а также сопряжения "юбка поршня—цилиндр" [5] использовали принцип обратимости движения и целочисленное задание шаго-высотных параметров профиля, что позволило разработать две сравниваемые между собой простые расчетные модели сопряжения "цилиндр—юбка поршня": 1) "гладкий цилиндр — гладкая юбка поршня" (рис. 3, *а*) и 2) "шероховатый цилиндр — гладкая юбка поршня" (рис. 3, *в*), в которой согласно принципу обратимости движения неподвижный ПВХ-шероховатый цилиндр и движущаяся гладкая юбка поршня (рис. 3, *б*) поменялись местами. Все целочисленные значения основных шаго-высотных параметров моделей соответствуют, во-первых, условию максимизации погонной гидродинамической несущей способности, и, во-вторых, по отношению к ПВХ-шероховатому профилю отражают установленное выше устойчивое соотношение $b{:}t{:}T$ = 1:10:20.

При общепринятом в классической теории гидродинамической смазки допущении заполнения зазора смазочным материалом — вязкой несжимаемой ньютоновской жидкостью — общий вид зависимости распределения гидродинамического давления смазочного

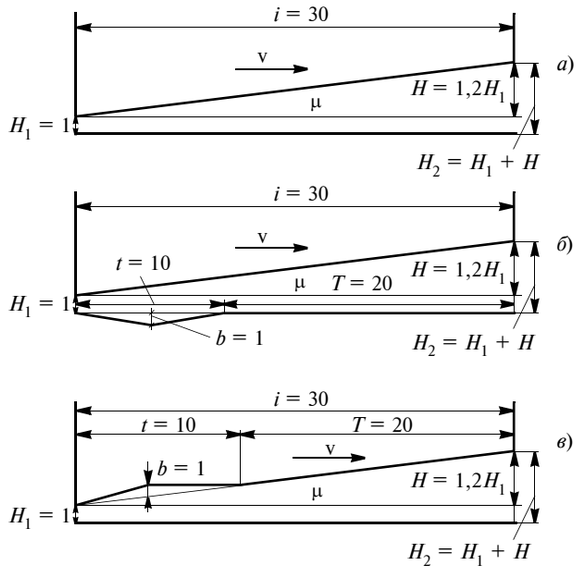


Рис. 3. Расчётные модели для сравниваемых случаев смазываемого сопряжения фрагментов несущего участка юбки поршня с гладкой (а), ПВХ-шероховатой (б) и шероховатой образующей цилиндра

материала $p(x)$ по длине зазора x формы $h(x)$ для гладких образующих цилиндра и юбки поршня был ранее получен в работе [4] после аналитического решения уравнения Рейнольдса в плоской квазистационарной постановке при нулевых граничных условиях (формула 1 в табл. 1). Здесь константа C равна отношению 2 определённых интегралов I^2 и I^3, верхние индексы в обозначении которых соответствуют степеням толщины масляного слоя (высоты зазора $h(x)$) в правой части выражения 1.

Погонная гидродинамическая несущая способность в общем виде определялась интегрированием

№	Формула	Примечания
1	$p(x) = 6\mu v\left[C\int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} - \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)}\right]$	—
2	$C = \frac{\int_0^L \frac{dx}{h^2(x)}}{\int_0^L \frac{dx}{h^3(x)}} = \frac{I^2}{I^3}$	—
3	$P = \int_0^L p(x)dx$	—
4	$P = 6\mu v \frac{L^2}{(H_2 - H_1)^2}\left(\ln\frac{H_2}{H_1} - 2\frac{H_2 - H_1}{H_2 + H_1}\right)$	—
5	$P_{\max} = 0{,}1603\mu v \frac{L^2}{H_c^2}$	H_c — критический зазор
6	$P_{\max}^{(1)} = 0{,}1603\mu v \frac{30^2}{1^2} = 144{,}270\mu v$	—
7	$h(x) = \begin{cases} 1 + 0{,}24x,\ x \in [0;\ 5]; \\ 3 - 0{,}16x,\ x \in [5;\ 10]; \\ 1 + 0{,}04x,\ x \in [10;\ 30] \end{cases}$	—
8	$P = 6\mu v\left[C\int_0^l \frac{l-x}{h^3(x)}dx - \int_0^l \frac{l-x}{h^2(x)}dx\right]$	—
9	$P_{\max}^{(2)} = 6\mu v(1{,}624 \cdot 114{,}206 - 174{,}534) = 65{,}619\mu v$	—
10	$\frac{P_{\max}^{(1)}}{P_{\max}^{(2)}} = \frac{144{,}270\mu v}{65{,}619\mu v} = 2{,}199$	—
11	$h(x) = \begin{cases} H_1 + 0{,}2x,\ x \in [0;\ 0{,}5l_к]; \\ H_1 - 0{,}2x + 0{,}01,\ x \in [0{,}5l_к;\ l_к]; \\ H_1 + 0{,}001x,\ x \in [l_к;\ l] \end{cases}$	$l_к$ — длина канавки
12	$p(x_j) = 6\mu v(C\Sigma I_{k,i}^3 - \Sigma I_{k,i}^2)$	—
13	$P \approx \sum_{i=1}^{i=3N} \frac{p(x_i) + p(x_{i+1})}{2}\Delta x_i$	Δx — шаг расчёта по длине несущего участка L

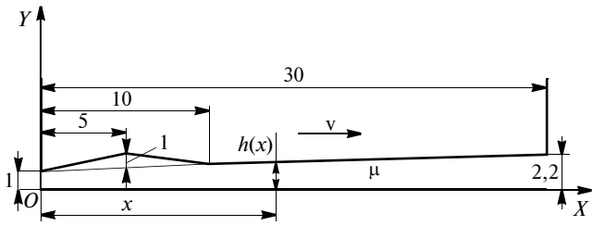


Рис. 4. Рабочая расчётная схема сопряжения "шероховатый цилиндр — юбка поршня

выражения 1 на длине L движущейся поверхности (формула 3). Для линейной (клинообразной) формы зазора авторами [4] было представлено итоговое выражение 4 погонной гидродинамической несущей способности смазываемой наклонной плоскости, как результат интегрирования функции 1.

Исследование уравнения 4 на максимум, выполненное в работе [5], дало в результате формулу 5, где H_c — критическое (минимально возможное для сохранения гидродинамического режима смазки) значение зазора на выходе сопряжения. Подставляя в правую часть уравнения 5, согласно условиям задачи и расчётной схеме на рис. 3 *а*, $H_c = H_1 = 1$ и $L = 30$, для первого случая, соответствующего сопряжению гладких поверхностей, легко найдём значение максимальной погонной гидродинамической несущей способности (формула 6).

Дальнейшие действия по оценке гидродинамической эффективности сравниваемых случаев гладкого и шероховатого цилиндров состояли в вычислении при прочих равных условиях значения погонной гидродинамической несущей способности $P_{\max}^{(2)}$ для ПВХ-шероховатой поверхности согласно расчётной модели на рис. 3, *в* и сопоставлении полученного значения с правой частью выражения 6. После подстановки согласно подходу, описанному в работе [6], вместо обозначений шаго-высотных параметров их целочисленных значений получаем рабочую расчётную схему для выполнения необходимых вычислений максимальной погонной гидродинамической несущей способности для случая ПВХ-шероховатого цилиндра (рис. 4).

Применительно же ко второму случаю (сопряжение гладкой и ПВХ-шероховатой поверхностей) используем интегрирование выражения 3 по длине фрагмента l. Здесь, в отличие от первого случая, интегрирование по длине фрагмента l разбивается на три сопряжённых отрезка, каждый из которых соответствует проекции участков ломаной линии профиля движущегося тела и разной форме зазора $h(x)$ фрагмента ПВХ-шероховатой поверхности (рис. 5), в результате чего получаем систему 7. Подставляя из неё соответствующие участкам интегрирования выражения функции зазора $h(x)$ в уравнения 1...3 и произведя очевидные преобразования и вычисления, опускаемые здесь ввиду их громоздкости, получили итоговое выражение 8, а после подстановки в него значений соответствующих сомножителей и слагаемых — численное значение мак-

av718.fm Page 16 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

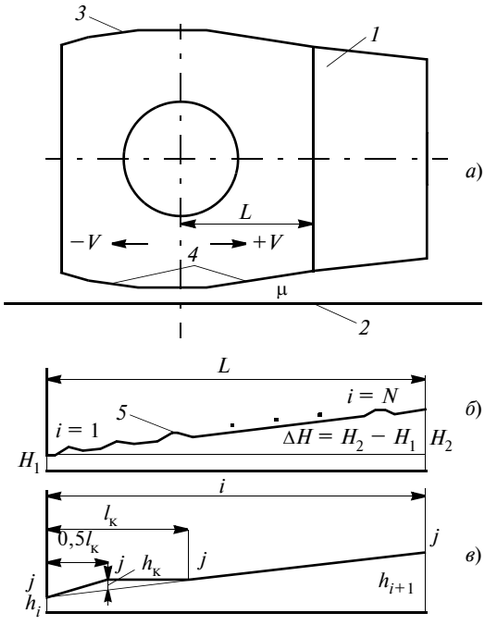


Рис. 5. Схема сопряжения "цилиндр—поршень" (а), несущего участка юбки (б) и i-го фрагмента ПВХ-шероховатости (в):

1 — поршень; *2* — цилиндр; *3* — реальный бочкообразный профиль юбки поршня; *4* — линейно-кусочная аппроксимация бочкообразного профиля юбки; *5* — единичный фрагмент ПВХ-шероховатости

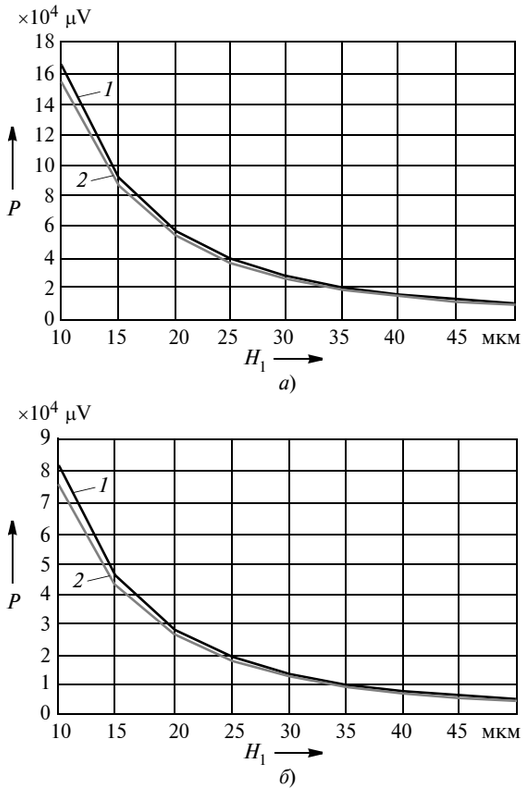


Рис. 6. Характер изменения ПГНС P смазываемого сопряжения "цилиндр—юбка поршня" в зависимости от минимального зазора в сопряжении при прямом (а) и обратном (б) ходе поршня:

1 — гладкая поверхность цилиндра; *2* — ПВХ-шероховатая поверхность цилиндра

симальной погонной гидродинамической несущей способности для второго случая (формула 9).

Сопоставляя между собой правые части выражений 6 и 9, нашли, что максимальная погонная гидродинамическая несущая способность фрагмента гладкого цилиндра при прочих равных условиях практически в два раза превышает таковую для фрагмента ПВХ-шероховатого цилиндра (формула 10).

Поскольку вышеприведённый анализ строился на расчётных схемах максимальной погонной гидродинамической несущей способности и использовании в сопоставлении не всей длины несущего участка юбки поршня, а только её фрагмента, имело смысл оценить гидродинамическую эффективность сравниваемых типов поверхностей цилиндра для всей длины несущего участка и в широком диапазоне минимальных толщин слоя смазочного материала в зазоре "цилиндр — юбка поршня".

Расчётная схема (рис. 5), учитывающая количество фрагментов $N = L/l$, позволяла решить задачу нахождения погонной гидродинамической несущей способности для ПВХ-шероховатого цилиндра путём составления и применения расчётной программы, предполагающей приближённое вычисление интегралов по отрезкам. Сначала, используя эту расчётную схему, составляли уравнения формы зазора для первого фрагмента (система 11), где $l_к$ — длина канавки (впадины) фрагмента ПВХ-шероховатости.

Далее для нахождения погонной гидродинамической несущей способности участка юбки L использовались те же самые уравнения и выражения, что и при решении задачи для фрагмента шероховатой поверхности. При этом выражение для формы зазора каждого последующего фрагмента получали за счёт сдвига в сторону увеличения зазора на некую постоянную величину ε. Например, для получения уравнения формы зазора $i + 1$-го фрагмента в каждое уравнение системы 11 вместо высоты H_1 требовалось подставить $H_1 + \varepsilon i$. Использованная процедура вычислений требовала определения гидродинамического давления $p(x)$ в точках j стыковки отрезков фрагментов профиля несущего участка L (рис. 5, *в*). Для этого производили суммирование интегралов $I^{2,3}$ по всем отрезкам k, лежащим левее каждой точки j (формула 12).

Вычисление погонной гидродинамической несущей способности P несущего участка длиной L осуществляли на основе общей зависимости 3 приближённым численным методом трапеций — по формуле 13.

Для реализации вычислительных процедур была составлена расчётная программа в среде Excel, позволяющая получать численные значения погонной гидродинамической несущей способности после введения в качестве входных данных значений шаго-высотных параметров. Представленные на рис. 6 и полученные для входных данных, основанных на конструкции деталей ЦПГ дизеля 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) результаты расчёта показали, что при одинаковом характере изменения в зависимости от величины минимального зазора H_1, значение погонной гидродинамической несущей способности P гладкой поверхности цилиндра

выше, чем ПВХ-шероховатой. Разница сравниваемых значений функции P плавно уменьшается по мере увеличения аргумента — минимальной толщины слоя масла в сопряжении "цилиндр — юбка поршня" H_1. Отмеченная тенденция соотношения значений сравниваемых погонных гидродинамических несущих способностей одинаково характерна как для прямого, так и обратного ходов поршня.

В исследованном диапазоне изменения значений минимального зазора в сопряжении "цилиндр — юбка поршня" максимальное значение относительной разницы погонной гидродинамической несущей способности для сравниваемых случаев гладкого и ПВХ-шероховатого цилиндра независимо от признака направления хода поршня составило 8,2 %, минимальное — 3,5 %.

Превышение как для фрагмента, так и для всей длины несущего участка погонной гидродинамической несущей способности гладкого цилиндра над таковой для цилиндра ПВХ-шероховатого однозначно должно приводить к формированию в первом случае большей толщины масляного слоя между цилиндром и движущимися в нём деталями (поршнем, поршневым кольцом) в состоянии их равновесия на слое смазки в цилиндре.

Из этого факта со всей очевидностью следуют по крайней мере два трибологических вывода, сводящиеся к тому, что по сравнению с ПВХ-шероховатым цилиндром при работе поршня или поршневого кольца в гладком цилиндре при условии наличия смазочного материала в объёме зазора сопрягаемых поверхностей этих деталей можно вполне обоснованно прогнозировать: ***во-первых***, снижение силы гидродинамического трения, определяемой известной закономерностью вязкого трения Ньютона [7]: $F = \mu A \frac{dv}{dh}$, где A — площадь смоченной поверхности движущегося тела; ***во-вторых***, бóльшую протяжённость гидродинамического режима работы сопряжений "цилиндр — юбка поршня", "цилиндр — поршневое кольцо", в течение которого будет исключено механическое контактирование, а значит, и уменьшена интенсивность изнашивания поверхностей деталей указанных сопряжений.

Новизна постановки задачи данного исследования и значительное количество принятых при выполнении анализа допущений предполагают отнесение полученных результатов к предварительным, нуждающимся в проверке и уточнении на основе постановки соответствующих экспериментов.

Литература

1. Yamagata H. The science and technology of materials in automotive engines: Abington England Woodhead Publishing Ltd. and CRC Press, 2005. — 318 p.
2. Уплотнение цилиндров: плосковершинное решение. [Электронный ресурс] URL http://www.ab-engine.ru/rec_hone-_1.html (Дата обращения 27.08.2017).
3. Плосковершинное (плато) хонингование [Электронный ресурс] URL https://bestracingparts.com/content/articles/674/.
4. Путинцев С.В., Аникин С.А. Оценка и снижение механических потерь в поршневых двигателях. — Saarbrucken: Lambert Academic Publishing, 2011. — 330 с.
5. Кириллов А.Г., Ратников А.С. Результаты расчетного исследования микрорельефа зеркала цилиндра // Труды Государственного научного учреждения "Всероссийский научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка", 2011. — т. 108. — С. 84—86.
6. Путинцев С.В., Агеев А.Г., Аникин С.А. Влияние деформации поршня на механические потери и износ в ЦПГ быстроходного дизеля: Материалы XVII международ. науч. практ. конф. "Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств". — Владимир: Изд-во ВлГУ, 2015. — С. 277—280.
7. Гидродинамическая теория смазки. Классики естествознания: сб. статей / Н.П. Петров [и др.]; под ред. и с доп. статьями проф. Л.С. Лейбензона. — М.; Л.: ГТТИ, 1934. — 423 с.

УДК 621.436

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПРИВОДА ТОЛКАТЕЛЕЙ ПЛУНЖЕРОВ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Д-р техн. наук **ЛЕБЕДЕВ А.Е., ЛЕБЕДЕВ Д.В., ВАТАГИН А.А.,**
канд. техн. наук **ПАВЛОВ А.А.**
Ярославский ГТУ, Ярославское ВВУ ПВО МО РФ (lae4444@mail.ru)

Рассматривается топливный насос высокого давления, а именно проблема возникновения контактных напряжений в кинематических парах при достижении рабочего давления. В связи с этим предлагается усовершенствование привода плунжера для уменьшения контактных напряжений.

Ключевые слова: *топливный насос высокого давления, плунжер, толкатель, контактные напряжения, давление.*

Lebedev E.A., Lebedev D.V., Vatagin A.A., Pavlov A.A.

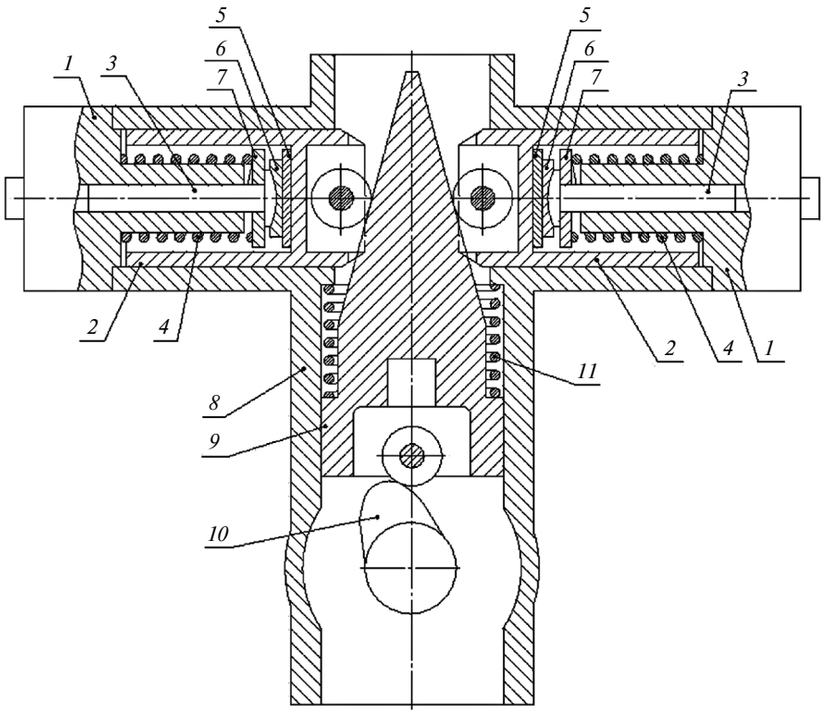
DEVICE FOR ACTUATOR OF HIGH-PRESSURE FUEL PUMP PLUG PRESSURE PUMP DRIVERS

The article deals with a high-pressure fuel pump, namely the problem of contact stresses in kinematic pairs when the working pressure is reached. In connection with this, it is proposed to improve the plunger drive, to reduce the contact stresses.

Keywords: *high pressure fuel pump, plunger, pusher, contact voltages, pressure.*

Одно из преимуществ аккумуляторных топливных систем состоит в возможности обеспечить достаточно высокий уровень давления впрыска, необходимый для соответствия двигателя современным техническим и экологическим требованиям. Конструктивные решения в данной области уже отработаны и хорошо изучены, однако это не снимает проблемы критических контактных напряжений в кинематических парах при достижении такого давления. Обусловлено это несовершенством существующих на данный момент и наиболее распространённых конструкций привода плунжера типа кулачок — роликовый толкатель [1]. Соответственно,

av718.fm Page 18 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM



Конструкция привода плунжеров топливного насоса высокого давления:

1 — втулка; *2* — роликовые толкатели плунжерных пар; *3* — плунжер; *4* — пружина; *5* — шайба; *6* — подпятник; *7* — шайба; *8* — корпус топливного насоса высокого давления; *9* — роликовый толкатель кулачка; *10* — кулачок вала; *11* — пружина

дальнейшая форсировка насоса сопряжена с высоким риском разрушения деталей рабочей кинематической пары и последующими отказами.

Авторы настоящей статьи предлагают для устранения указанного выше недостатка своё конструктивное решение, состоящее в выборе клиновидной формы головки толкателя кулачка, контактирующей с двумя роликовыми толкателями плунжерных пар, расположенных друг к другу под углом 180°.

Предлагаемая конструкция привода плунжеров топливного насоса высокого давления представлена на рисунке. Кулачок вала *10*, расположенный в корпусе *8* ТНВД находится в контакте с роликовым толкателем кулачка *9*, поджимаемого пружиной *11*, которая сверху ограничена ребром корпуса. Клиновидная головка роликового толкателя кулачка контактирует с роликовыми толкателями плунжерных пар *2*. Плунжерная пара состоит из втулки *1* и поджимаемого пружиной *4* плунжера *3*. Пружина упирается с одной стороны во втулку, а с другой стороны — в шайбу *7*. Нижний торец плунжера опирается на подпятник *6*, установленный на шайбе *5*, которая расположена в роликовом толкателе плунжерной пары.

Принцип работы устройства привода толкателей плунжеров ТНВД основан на передаче вращения от двигателя кулачковым валом, который воздействует на роликовый толкатель кулачка *9* и перемещает его вверх. Клиновидная головка роликового толкателя кулачка воздействует на роликовые толкатели плунжерных пар *2*, что приводит к их перемещению, вследствие чего плунжерами *3* осуществляется сжатие топлива в полостях втулок *1* и его подача в топливный аккумулятор. Действие пружины *11* отводит роликовый толкатель кулачка вниз. Роликовые толкатели плунжерных пар возвращаются в исходное положение под действием пружин *4*. При сближении роликовых толкателей плунжерных пар обеспечивается увеличение объёма надплунжерных полостей. Как следствие — они заполняются топливом. Рабочий цикл повторяется при начале очередного подъёма вверх роликового толкателя кулачка *9* и оканчивается принудительной остановкой двигателя.

Использование в конструкции клиновидной головки толкателя кулачка обеспечивает существенное понижение контактных давлений в кинематической паре кулачок — роликовый толкатель, благодаря эффекту силового усиления клина. В свою очередь, допустимые контактные напряжения в кинематической паре роликовый толкатель — клиновидная головка могут быть уменьшены увеличением ширины последней. Стоит отметить, что в отличие от модернизации кулачкового вала, а именно увеличения его линейных размеров, увеличение ширины клиновидной головки не влечёт за собой необходимости модернизации корпуса ТНВД и каких-либо принципиальных изменений его конструкции. Настоящее конструктивное решение сможет найти применение в перспективных топливных системах, позволяя создавать ТНВД с ещё более высокими рабочими давлениями (до 300 МПа).

Литература

1. Патент № 2369767 C1 Российская Федерация, МПК F02M 59/00, МПК F02M 51/04. Топливный насос высокого давления / Э.Л. Смирнов, Е.А. Зиняев, И.В. Потемкин, Е.Б. Тюремнов, В.В. Курманов. — Опубликовано 10.10.2009.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Легион-Автодата, 2004. — 344 с.
3. Техническая эксплуатация автомобилей; Учебник для вузов / Под ред. Г.В. Крамоpенко. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1983. — 488 с.

av718.fm Page 19 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

УДК 621.85-3

УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

РУМЯНЦЕВ Л.А.
(leonrum@yandex.ru)

Разработка устройства управления гидромеханической передачей, включая управление фрикционами, содержащими фрикционные муфты и тормоза, должна проводиться после выбора кинематической схемы планетарной коробки передач, которая при заданном максимальном коэффициенте трансформации K_0 гидротрансформатора обеспечивает требуемый диапазон регулирования крутящего момента *D*. Кинематическая схема коробки определяет внутренние потери мощности, сложность конструкции ГМП, зависящей от числа планетарных рядов, и возможности создания устройства повышения давления на насосе, когда крутящий момент на входе коробки передач увеличивается за счёт использования преобразующих свойств гидротрансформатора. Обычно это требуется на первой ступени U1 и ступени заднего хода UR.

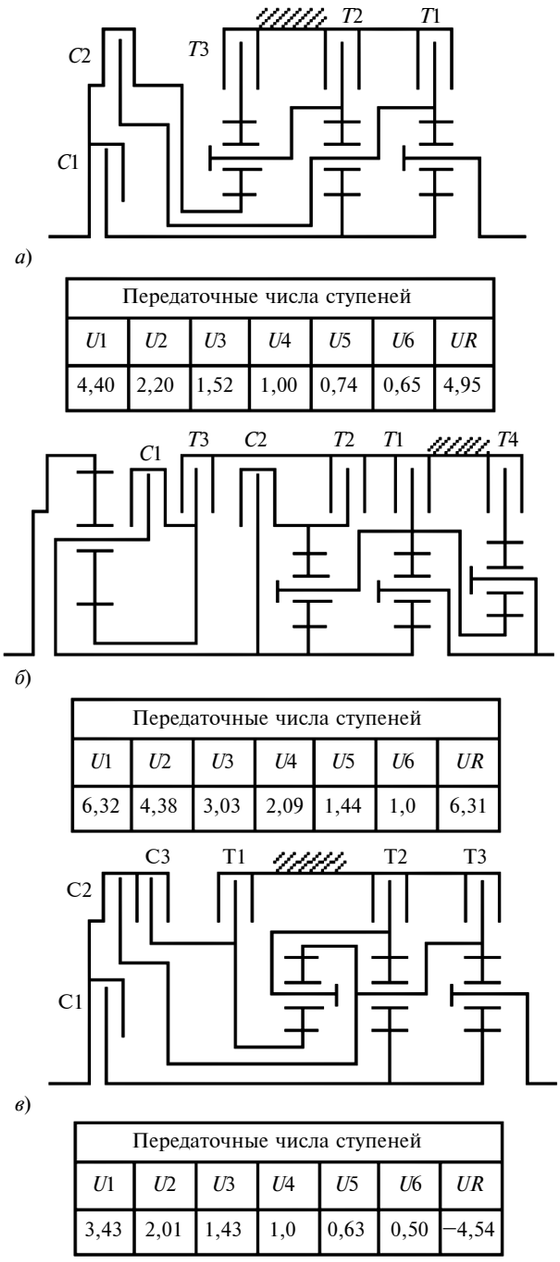
Известно, что автомобиль с ГМП из-за значительных внутренних потерь мощности имеет повышенный расход топлива и несколько худшие динамические показатели по сравнению с автомобилем, оборудованным механической передачей со сцеплением. В работе [1] убедительно показано, что ведущие фирмы-производители ГМП постоянно ведут работы по снижению внутренних потерь в планетарных коробках передач и добиваются при этом положительных результатов.

Поэтому величину внутренних потерь мощности можно считать основным параметром оценки совершенства ГМП. Другим важным параметром, влияющим на её долговечность, являются максимальная частота вращения сателлитов в планетарных рядах и относительные частоты скольжения фрикционных дисков.

В планетарной коробке передач все ступени включаются многодисковыми фрикционами, управляемыми цилиндрами при их соединении с приводимым от двигателя масляным насосом. При этом на каждой ступени включается только часть фрикционов, а остальные находятся в выключенном состоянии, их фрикционные диски проскальзывают.

Потери мощности в выключенных фрикционных муфтах и тормозах планетарной коробки передач на каждой ступени принято оценивать по условной мощности потерь $N_{усл}$, равной сумме произведений относительных моментов на фрикционном элементе $M_{отн}$ на $n_{отн}$ всех фрикционов. При этом наибольшие условные потери мощности на ступенях переднего хода вносит фрикцион заднего хода, имеющий наибольшую величину $M_{отн}$, содержащий 7...9 фрикционных дисков. Например, гидромеханическая передача HD 4060P фирмы "Аллисон", рассчитанная на мощность 330 кВт (450 л.с.), в тормозе заднего хода имеет 8 фрикционных дисков при $M_{отн}$ на тормозе ступени заднего хода, равном 8,247. В передаче МЗКТ фрикционный тормоз заднего хода имеет $M_{отн}$ = 7,962, а в ГМП "Ренк" — 7,731.

На рис. 1 приведены кинематические схемы планетарных коробок передач и передаточные числа ступеней зарубежных ГМП, а на рис. 2 дана кинематическая схема новой отечественной планетарной коробки передач [2], содержащей двухступенчатый планетарный редуктор *1* и трёхступенчатую планетарную передачу *2*. При этом в табл. 1 приведены передаточные числа ступеней коробки по рис. 2 и фрикционные муфты и тормоза, включаемые на каждой ступени. В коробке передач по рис. 2 включение ступени заднего хода UR выполняется с использованием зубчатой муфты MR [3] вместо традиционного для ГМП фрикционного



Передаточные числа ступеней						
*U*1	*U*2	*U*3	*U*4	*U*5	*U*6	*UR*
4,40	2,20	1,52	1,00	0,74	0,65	4,95

Передаточные числа ступеней						
*U*1	*U*2	*U*3	*U*4	*U*5	*U*6	*UR*
6,32	4,38	3,03	2,09	1,44	1,0	6,31

Передаточные числа ступеней						
*U*1	*U*2	*U*3	*U*4	*U*5	*U*6	*UR*
3,43	2,01	1,43	1,0	0,63	0,50	−4,54

Рис. 1. Кинематические схемы известных планетарных коробок передач: а — МЗКТ; *б* — "Ренк"; *в* — ZF

av718.fm Page 20 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

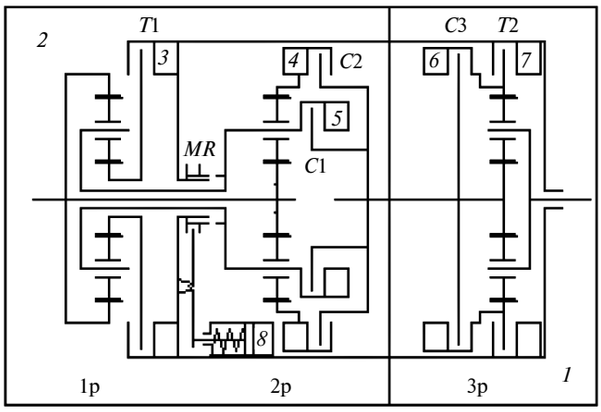


Рис. 2. Кинематическая схема новой коробки передач с включением ступени заднего хода зубчатой муфтой:

1 — двухступенчатый планетарный редуктор; *2* — трёхступенчатая планетарная передача; *3—7* — цилиндры включения ступеней; *8* — пневмоцилинр; MR — зубчатая муфта

тормоза. (В примечаниях к таблицам также приведены конструктивные параметры планетарных рядов K1, K2, K3 и получаемые числа сателлитов n_w при числе зубьев коронных шестерён $Z_k = 72$.)

Применение зубчатой муфты MR вместо фрикционного тормоза заднего хода не только существенно снижает потери в коробке передач, но и уменьшает момент инерции на водиле второго планетарного ряда, что ведёт к уменьшению пиковых нагрузок при переключениях ступеней. Сравнение уточнённых внутренних характеристик зарубежных и отечественной ПКП по рис. 2 даётся в табл. 2.

Анализ таблицы показывает, что новая отечественная планетарная коробка передач существенно превосходит зарубежные аналоги. Коробки МЗКТ и "Ренк", имеющие наибольшие потери мощности, были разработаны фирмой "Аллисон" в начале прошлого века. При этом коробка передач "Ренк" содержит четыре планетарных ряда, т.е. имеет более сложную конструкцию. Планетарные же коробки фирмы ZF — более поздняя разработка, в которой потери мощности удалось снизить. Малые потери мощности в отечественной коробке передач по рис. 2 связаны с тем, что на тормозе T2 ступени UR $M_{отн}$ в 1,75 раза меньше, чем у МЗКТ.

На рис. 3 приведена схема устройства управления ГМП с использованием планетарной коробки передач по рис. 2, имеющей наилучшие внутренние характеристики. В коробке по рис. 2 включение зубчатой муфты MR на ступени заднего хода UR выполняется с помощью пневматики, например, электропневмоклапаном В3-352, выпускаемым НПО "Спецэлектромагнит". Отличительной особенностью схемы управления также является включение цилиндра *7* фрикционного тормоза T2 в положении нейтрали ("н") переключателя ступеней *55*, на ступенях U1—U3, а также UR, что ликвидирует потери от проскальзывания фрикционных дисков. При этом давление в цилиндре *7* тормоза T2 и в полностью заряженном аккумуляторе давления *10* равно давлению в главной магистрали $P_{гм}$, поддерживаемому клапаном главного давления *33*.

Переключатель ступеней *55* может иметь ручное (*power shift*) или автоматическое управление электронным автоматом.

При переключении со ступени U3 на ступень U4 в планетарном редукторе *1* включается клапан-пилот *20*. Это приводит на соединение цилиндра *7* тормоза T2 с гидробаком, а цилиндр *6* фрикционной муфты C3 соединяется с аккумулятором давления *10* через боль-

Таблица 1

Ступень редуктора	U1	U2	U3	U4	U5	U6	UR
Передаточное число	5,463	4,18	2,895	1,887	1,444	1,0	−5,46
Шаг ступени	1,307	1,444	1,534	1,307	1,444		
Включенные тормоза и муфты	T1	T1	C2	T1	T1	C2	MR
	C2	C1	C1	C2	C1	C1	C2
	T2	T2	T2	C3	C3	C3	T2
Примечания: K1 = 2,25, $n_w = 4$; K2 = K3 = 1,895, $n_w = 5$							

Таблица 2

Модель передачи	На ступени U6					На ступени U5				
	N■	Частоты вращения сателлитов				N■	Частоты вращения сателлитов			
		1р	2р	3р	4р		1р	2р	3р	4р
МЗКТ	11,362	2,46	3,42	1,54	—	10	1,59	2,2	0,975	—
Renk	15,152	1,0	1,0	1,0	1,0	8,31	0	0,615	0,615	0,615
ZF 6-HP90-2	9,26	3,42	3,42	2,42	—	8,316	1,0	1,0	0,7	—
По рис. 2	5,93	0	0	0	—	2,68	1,1	0,692	0	—

av718.fm Page 21 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

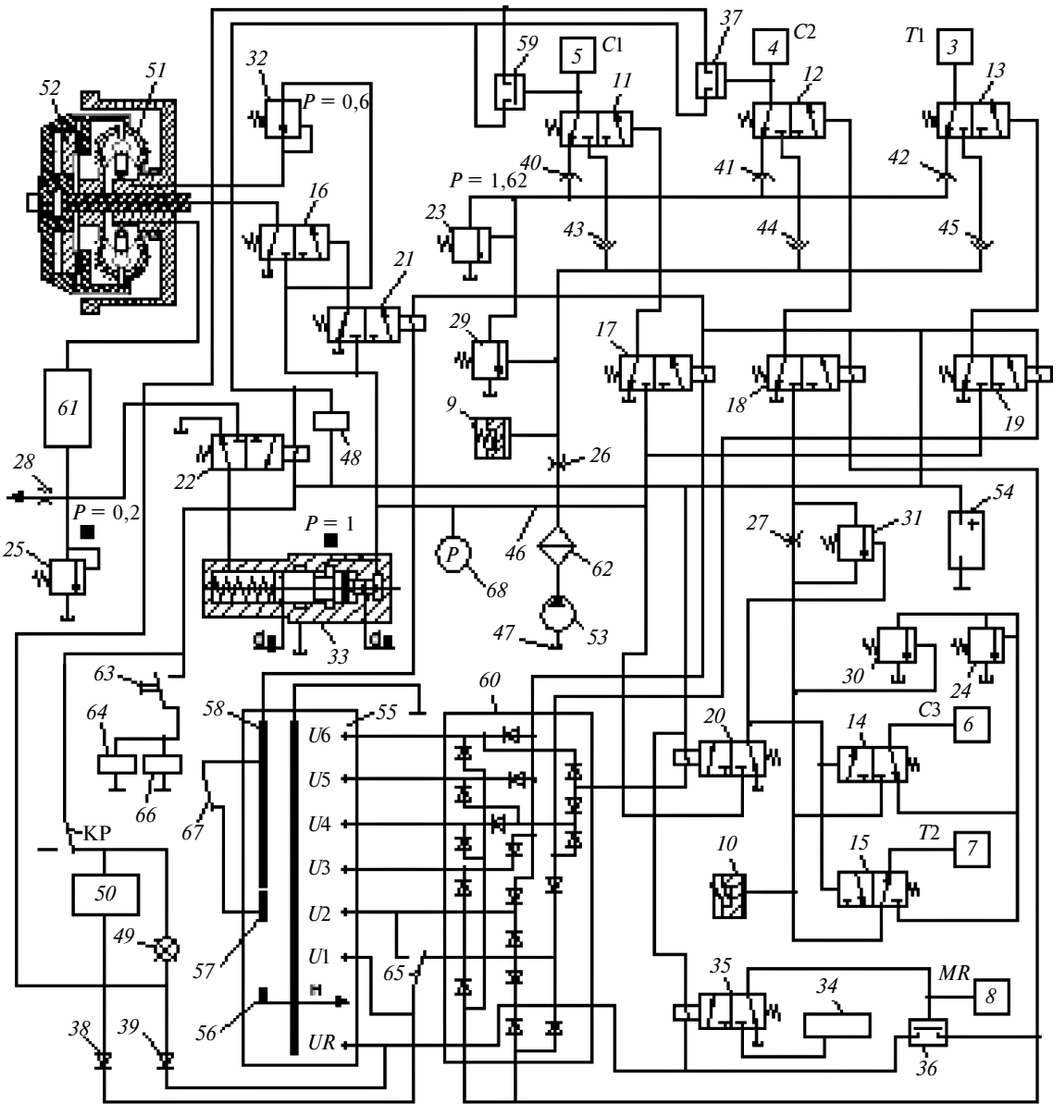


Рис. 3. Схема электрогидравлического управления ГМП:

1—8 — как на рис. 2; 9 и *10* — аккумуляторы давления; *11...16* — двухпозиционные клапаны с гидроуправлением; *17...22* — клапаны пилоты; *23...25* — клапаны — ограничители давления; *26...28* — жиклеры; *29* и *30* — клапаны слива масла; *31* — клапан форсировки включения; *32* — клапан редукционный; *33* — клапан главного давления; *34* — пневмоцилиндр; *35* — электроклапан; *36*, *37* и *59* — датчики давления; *38* и *39* — диоды; *40...45* — обратные клапаны; *46* — главная магистраль; *47* — гидробак; *48* — реле блокировки; *49* — световой индикатор; *50* — устройство блокировки двигателя; *51* — гидротрансформатор; *52* — фрикцион блокировки; *53* — масляный насос; *54* — электрический аккумулятор; *55* — электрический переключатель ступеней; *56* — подвижный контакт; *57* и *58* — дополнительные контакты; *60* — диодная матрица; *61* — теплообменник; *62* — масляный фильтр; *63* — выключатель; *64* и *66* — реле; *65* и *67* — контакты реле; *68* — манометр

шое проходное сечение. При этом параллельно жиклеру *27* включается клапан форсировки включения *31*, гидравлически управляемый от клапана-пилота *20*.

Ранее включенный тормоз Т2 начинает выключаться, так как в цилиндре *7* давление начинает сбрасываться через открытый клапан слива масла *30*, управляемый давлением в аккумуляторе давления *10*, и клапан — ограничитель давления *24* в соответствии с поз. *69* на рис. 4. При давлении $P \le P_{30}$ клапан слива закрывается. Поэтому дальнейший сброс давления до P_{24} происходит только через клапан — ограничитель давления *24*.

Первый этап включения цилиндра *6* фрикционной муфты С3 происходит при быстром за t_0 заполнении цилиндра. Объём аккумулятора давления *10* и жёсткость пружины рассчитаны таким образом, чтобы в муфте С3 были выбраны все зазоры и установилось давление P_1, при котором муфта передаёт начальный крутящий момент.

Дальнейшее включение муфты С3 происходит при зарядке аккумулятора давления через жиклер *27* и клапан форсировки включения *31*, управляемый от аккумулятора давления, в соответствии с поз. *70*. При $P_1 \ge P_{24}$ сокращается время переключения ступеней и

av718.fm Page 22 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

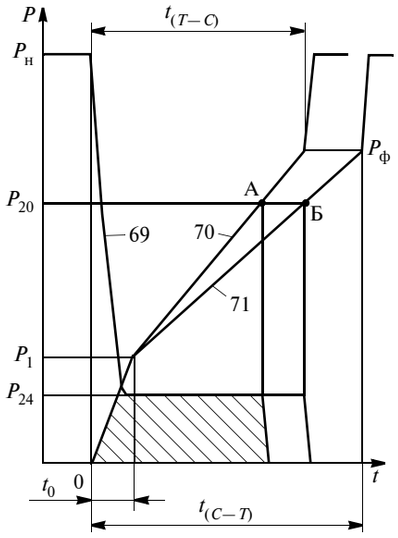


Рис. 4. График давлений при переключении фрикционов в планетарном редукторе

уменьшается работа буксования во включаемом фрикционе, так как крутящий момент трения включаемого фрикциона превышает остаточный крутящий момент в выключаемом фрикционе.

При достижении давления P_{30} в цилиндре *6* включаемой муфты С3 открывается клапан слива *30*, который в точке *А* сбрасывает давление P_{24} в цилиндре *7* до нуля. В результате этого получается управляемая по высоте и по длительности заштрихованная на рис. 4 гарантированная зона перекрытия [4], [5]. Такого положительного свойства не имеют все известные устройства переключения ступеней в планетарных коробках передач. Наиболее важно иметь гарантированную управляемую зону перекрытия на автомобилях высокой проходимости и на гусеничных тракторах, включая гусеничные двойные транспортеры ДТ, не имеющие наката. В РФ выпускаются морально устаревшие ГМП гусеничных машин КЗКТ [6], двухзвенные гусеничные транспортеры, а также гусеничные тракторы ОАО "Промтрактор", которые при переключениях фрикционов в ГМП не имеют зоны перекрытия [7], так как нет связи между включаемыми и выключаемыми фрикционами. Кроме того, в ГМП ОАО "Промтрактор" через фильтр, жиклёр и открытый электромагнитный клапан клапанов-модуляторов происходят утечки масла под давлением до 2 МПа, что быстро загрязняет фильтры.

Гарантированная зона перекрытия резко снижает динамические нагрузки в трансмиссии при переключении фрикционов и повышает долговечность фрикционов, что увеличивает межремонтные пробеги ГМП. Давление $P_ф$ определяет расчётный крутящий момент по на каждом включаемом фрикционном элементе.

При переключении со ступени U4 на ступень U3, т.е. на понижающую ступень, включение цилиндра *7* тормоза Т2 происходит более медленно согласно поз. *71*, так как клапан форсировки *31* выключен. Время $t_{(С—Т)}$ включения тормоза Т2 больше времени $t_{(Т—С)}$ включения муфты С3. Поэтому при включении понижающей ступени частота двигателя повышается, что уменьшает пик динамической составляющей. Некоторое увеличение работы буксования тормоза Т2 значения не имеет, так как под нагрузкой тормоз Т2 включается только на ступени U3, т.е. весьма редко.

При выключении муфты С3 характер снижения давления в цилиндре *6* будет соответствовать поз. *69*. А при включении тормоза Т2 в точке *Б* включается клапан слива *30*, который сбрасывает давление P_{24} в цилиндре *6* до нуля.

В схеме управления ГМП через жиклер *28* предусмотрена смазка и охлаждение всех фрикционных элементов и подшипников сателлитов. Ориентировочные величины давлений в МПа показаны на основных элементах устройства управления.

Переключения ступеней U2—U6 в планетарной передаче *2* выполняются по аналогии с приведённым графиком на рис. 5 при давлении в главной магистрали $P_{гм}$. Все выключения фрикционов происходят в соответствии с поз. *72*, а все включения — по поз. *73*. Полный сброс давления в выключаемом фрикционе происходит в точке *В*.

При включении ступени заднего хода UR электроклапан *35* подаёт воздух под давлением из ресивера *34* в цилиндр *8* включения зубчатой муфты MR (рис. 3). При перемещении поршня цилиндра *8* происходит затормаживание водила второго планетарного ряда с последующим включением зубчатой муфты. При повышении давления в цилиндре до заданной величины, срабатывает датчик давления *36*, что приводит к включению фрикционной муфты С2, т.е. ступени UR.

Включение ступеней U1 и UR в ГМП выполняется, когда двигатель автомобиля работает на минимальной угловой скорости холостого хода ω_0. Так как гидротрансформатор не нагружен, то можно принять, что угловая скорость турбинного вала $\omega_т$ равна угловой скорости двигателя ω_0.

Процесс включения указанных ступеней можно описать уравнением $J_т d\omega dt = K_{ф}t$, где $J_т$ — суммарный

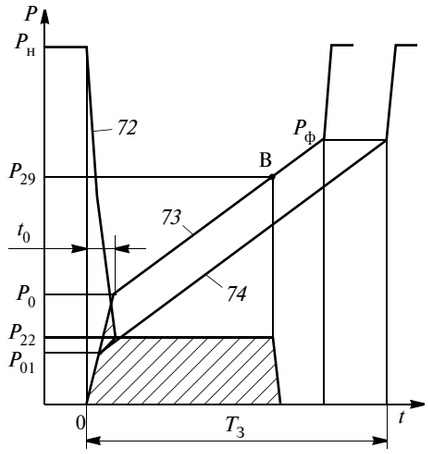


Рис. 5. График давлений при переключениях фрикционов в планетарной передаче

av718.fm Page 23 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

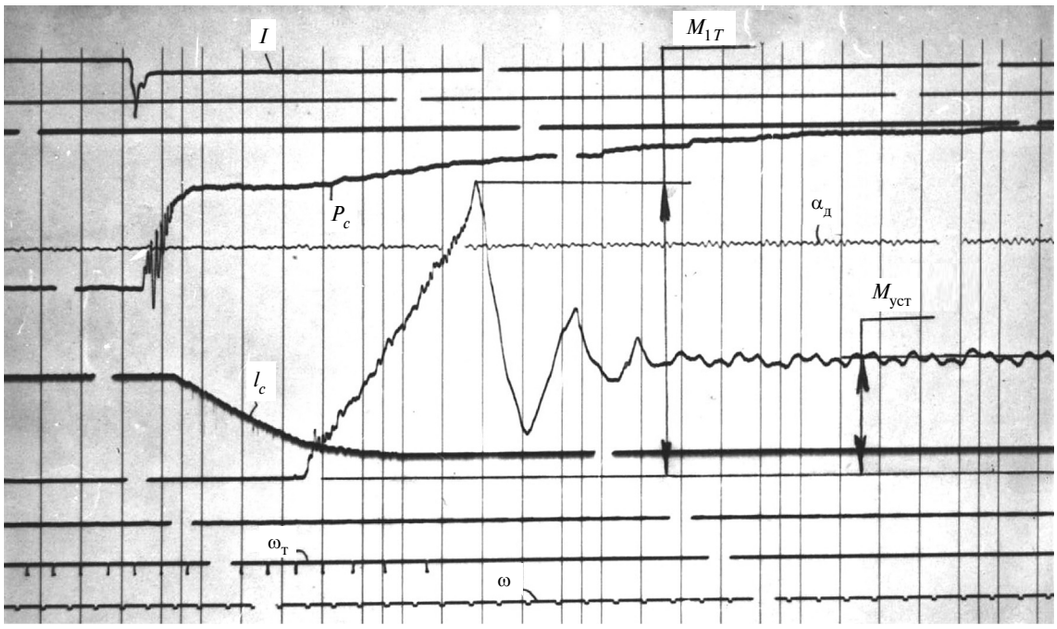


Рис. 6. График пика крутящего момента при включении первой ступени в планетарной коробке передач

момент инерции масла в гидротрансформаторе и деталей, связанных с его турбинным валом. $K_ф$ — темп включения фрикционного элемента, Н · м/с.

Интегрируя это уравнение с учётом начальных условий, получим $\omega_т = \omega_0 - K_ф t^2/2J_т$. Так как конечное значение $\omega_т = 0$, то пик крутящего момента на турбинном валу будет равен $M_{1т} = (2J_т\omega_0 K_ф)^{0,5}$. Пик крутящего момента создаёт неприятный толчок автомобиля, особенно при больших передаточных числах ступеней U1и UR.

В качестве примера на рис. 6 приведена осциллограмма изменения крутящего момента на турбинном валу при включении фрикционного элемента, полученная при доводочных работах конструкции диапазонной гидропередачи типа WSK. ГТ имел активный диаметр $D_а = 0{,}43$м и при коэффициенте входного момента $\lambda_0 = 3{,}8 \cdot 10^3$ был рассчитан на совместную работу с дизелем мощностью 295 кВт без фрикциона блокировки.

При $J_т = 2{,}371$ кгм^2, $\omega_0 = 70$ с$^{-1}$ и $K_ф = 3000$ пик крутящего момента $M_{1т}$ доходил до 1000 Н · м. Снижение величины пика $M_{1т}$ возможно при уменьшении активного диаметра гидротрансформатора $D_а$ и увеличении λ_0 до $(8...9) \cdot 10^3$, что в настоящее время достижимо.

В момент пика происходит полное включение фрикционного элемента и на турбинном валу появляется установившийся крутящий момент в соответствии с известным уравнением $M_{уст} = М_т = \rho\lambda_0\omega^2(D_а)^5 K_0$, где ρ — плотность масла.

Если приведённый к турбинному валу момент сопротивления движению автомобиля $M_{сд} < M_{уст}$, то автомобиль начинает движение, что называют "ползучестью". При $M_{уст}/M_{сд} > 1{,}2$ водителю приходится притормаживать автомобиль.

Следует отметить, что пик крутящего момента $M_{1т}$ не может быть больше крутящего момента трения включаемого фрикциона, равного $M_ф = M_{отн}M_{д\ макс}$. Здесь $M_{д\ макс}$ — максимальный крутящий момент двигателя. Поэтому предпочтительней являются планетарные коробки передач, имеющие меньшие величины относительных моментов фрикционных элементов, включаемых на ступени U1 и UR.

На всех ступенях в коробке передач (рис. 3), кроме U1и UR, фрикционы работают при заблокированном гидротрансформаторе и рассчитываются по давлению $P_{гм}$ масла в главной магистрали, которое поддерживается клапаном главного давления *33*. При включении ступеней U1 и UR в работу включается гидротрансформатор, имеющий максимальный коэффициент трансформации K_0, например, $K_0 = 2$. Поэтому на входе в коробку крутящий момент увеличивается вдвое, что требует повышения давления в главной магистрали до $P_{U1} = 2P_{гм}$.

В известных ГМП при включении ступени UR одновременно с включением цилиндра тормоза, используемого и на ступени U1, давление подаётся в клапан главного давления под дополнительный поршень. В результате этого в процессе включения первой ступени происходит увеличение темпа включения фрикциона $K_ф$ из-за повышения расхода масла через жиклеры, что ведёт к возрастанию пика крутящего момента $M_{1т}$. При этом в процессе включения ступени U1 водитель может нажать педаль подачи топлива в двигатель, что приведёт к резкому увеличению работы и мощности буксования во фрикционе первой ступени.

В схеме по рис. 3 повышение давления до P_{U1} выполняется по командам клапана-пилота *22*, избирательно включаемого через диоды *38* и *39* на ступенях U1 и UR только после полного включения отмечен-

ных ступеней в момент срабатывании датчика *37* при давлении $P_ф$. Клапан-пилот соединяет давление $P_{см}$ на клапане *25* с полостью пружины клапана главного давления *33*. При этом давление P_{U1} в главной магистрали возрастает ступенчато в соответствии с уравнением $P_{U1} = P_{гм} + (d_з/d_п)^2 P_{см}$.

При включении ступени U1 из полностью заряженного аккумулятора давления *9* происходит заполнение маслом цилиндра *4* (C2) и цилиндра *3* (T1). Поэтому за время t_0 начальное давление в цилиндрах *3* и *4* будет равно $P_{01} < P_0$. Дальнейшее включение фрикционов будет происходить согласно поз. *74* (рис. 5).

После установки в переключателе ступеней *55* ступени U1 (UR) водитель должен нажать педаль подачи топлива в двигатель с задержкой по времени, равной $T_з$. При этом трогание автомобиля будет происходить без буксования во фрикционах C2 и T1 при давлении в главной магистрали P_{U1}. В ГМП на передаваемую мощность до 350 кВт указанная задержка $T_з \leq 1$ с для водителя является естественной перед троганием автомобиля.

В приведённую схему управления введено реле *48*, имеющее нормально замкнутый контакт KP. При установке на переключателе ступеней U1 или UR через диоды *38* и *39* включается световой индикатор *49*, информирующий водителя о начале включения фрикционов. В момент полного включения фрикционов происходит срабатывание датчика *37* и реле *48*. Контакт KP реле размыкается и выключается световой индикатор *49*, указывая водителю о возможности нажатия педали подачи топлива. Это простое техническое решение целесообразно использовать в ГМП независимо от передаваемой мощности.

В схеме управления также предусмотрена возможность подачи сигнала в устройство *50* блокировки двигателя на время включения фрикционов U1 и UR, что применятся, например, в диапазонных гидропередачах типа WSK.

При переключении со ступени U1 на ступень U2 и при выключении ступени UR клапан-пилот *22* отключается и давление в главной магистрали ступенчато снижается до $P_{гм}$.

Таблица 3

Ступень редуктора	U1	U2	U3	U4	U5	U6	UR
Передаточное число	5,558	4,18	2,895	1,92	1,444	1,0	−5,211
Шаг ступени	1,329	1,444	1,5	1,329	1,444		
Примечание. K1 = 2,25, n_w = 4; K2 = 1,8, n_w = 4; K3 = 1,895, n_w = 5							

Таблица 4

Ступень редуктора	U1	U2	U3	U4	U5	U6	UR
Передаточное число	5,096	3,948	2,8	1,82	1,41	1,0	−5,04
Шаг ступени	1,29	1,41	1,53	1,29	1,41		
Примечание. K1 = 2,4, n_w = 3; K2 = K3 = 1,8, n_w = 4							

В схеме управления ГМП по рис. 3 также предусмотрен электрический выключатель *63*, управляющий реле *64* с перекидным контактом *65*, и реле *66*, имеющим нормально замкнутый контакт *67*. При замыкании контактов выключателя *63* обеспечивается трогание автомобиля на ступени U2 с использованием гидротрансформатора, что уменьшает число переключений ступеней как при ручном (*power shift*), так и с использованием пятиступенчатого электронного автомата. При этом ступень U1 будет включаться водителем при больших дорожных сопротивлениях или для получения минимальной скорости движения.

Другие возможные передаточные числа ступеней, конструктивные параметры планетарных рядов и числа сателлитов в планетарной коробке передач по рис. 2 приведены в табл. 3 и 4.

Следует отметить, что за последние 30 лет из-за отсутствия конкурентной среды в РФ не было поставлено на производство ни одной ГМП и не разработано качественной планетарной коробки передач. Поэтому все отечественные автомобили "высокой проходимости" колёсных формул от 4×4 до 8×8 оснащаются морально устаревшими механическими передачами.

Приведённые в статье новые отечественные схемы планетарной коробки передач и устройства управления ГМП превосходят зарубежные аналоги. Малые потери мощности в коробке и введение управляемой зоны перекрытия при переключениях фрикционов позволяют существенно поднять технический уровень гидромеханических передач. В связи с отсутствием электроники разработанное устройство управления ГМП не подвержено действию высокочастотных электромагнитных полей и может работать при крайне низких температурах. Следует также отметить введение сигнализации момента нажатия педали подачи топлива в двигатель, что повышает долговечность фрикционов ступеней U1и UR. Упрощается управление передачей благодаря возможности трогания автомобиля со ступени U2 с использованием преобразующих характеристик гидротрансформатора. При этом все элементы устройства гидроуправления могут производиться в России.

Литература

1. Косов В.П. Проектирование гидромеханических передач транспортных машин. Курган: КГУ, 2000.
2. Румянцев Л.А. Планетарная коробка передач транспортной машины. Патент на полезную модель № 137586.
3. Румянцев Л.А. Планетарная передача с устройством включения ступени заднего хода зубатой муфтой. Патент на полезную модель № 142265.
4. Румянцев Л.А. Устройство управления планетарной коробкой передач. Патент на изобретение № 251888.
5. Румянцев Л.А. Анализ новых планетарных коробок передач // Вестник машиностроения. № 5, 2015.
6. Абдулов С.В. Динамика переходных процессов и синтез оптимального управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортной машины. Дис. ... канд. техн. наук. Курган. 2005.
7. Кириллов А.А. и др. Электрогидравлическое управление коробкой передач промышленных тракторов. // Строительные и дорожные машины. № 4, 2006.

av718.fm Page 25 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

УДК 534.6:629.113

АВАРИЙНЫЙ АВТОМАТИЧЕСКИЙ ВЫКЛЮЧАТЕЛЬ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ

ВАТАГИН А.А., д-р техн. наук **ЛЕБЕДЕВ А.Е.**,
канд. техн. наук **ПАВЛОВ А.А.**
Ярославский ГТУ, Ярославское ВВУ ПВО МО РФ (vatagerr@bk.ru)

Рассматривается разработка аварийного устройства для размыкания силовой электрической цепи автотранспортных средств, срабатывающего в экстренных ситуациях, к которым относятся: серьёзные дорожно-транспортные происшествия (переворот автомобиля, лобовое столкновение и т.д.), короткие замыкания в электрической проводке, пожар.

Ключевые слова: *автомобиль, электрическая цепь, короткое замыкание, дорожно-транспортное происшествие.*

Vatagin A.A., Lebedev A.E., Pavlov A.A.

EMERGENCY AUTOMATIC BATTERY STOP SWITCH

The article deals with the development of an emergency device for breaking the power circuit of vehicles that works in emergency situations, which include: serious traffic accidents (vehicle overturning, frontal collision, etc.), short circuits in electric wiring, fire.

Keywords: *car, an electric circuit, a short circuit, a traffic accident.*

Анализ причин летальных исходов в случаях серьёзных ДТП показывает, что наибольшее их число происходит в тех случаях, когда происшествие сопровождается пожаром и взрывом автомобиля. При этом люди гибнут не только от огня, но и в результате отравления продуктами горения. Причинами же пожара практически всегда является короткое замыкание в электропроводке автомобиля, сопровождающееся искрообразованием.

В электрооборудовании современных автомобилей предусмотрены предохранительные устройства — в основном плавкие или автоматические, срабатывающие при чрезмерном возрастании силы тока. Основное их предназначение — сохранность элементов электрооборудования автотранспортных средств и их цепей. Однако штатные элементы защиты не обеспечивают самого главного, а именно — отключения аккумуляторной батареи от бортовой сети транспортного средства в случае аварии.

Для решения вышеобозначенной проблемы разработана конструкция нового аварийного автоматического выключателя, принцип действия которого основан на использовании пневматического размыкающего устройства с повышенной скоростью срабатывания, исключающего искрообразование.

Для обеспечения безотказной работы устройства проведён комплекс опытных (создание и испытание опытного образца) и теоретических (разработка математической модели движения рабочего механизма с использованием программных комплексов) исследований для оптимизации его узлов и режимов его работы в различных ситуациях. Причём тестирование проводилось при помощи имитации, в том числе компьютерного моделирования, различных аварийных случаев. Кроме этого, выполнен подбор конструкционных материалов, применение которых позволило обеспечить надёжную работу устройства в условиях эксплуатации.

Разработанное устройство рассчитано на максимальные токи 300...400 А, имеет время срабатывания порядка 0,1 с (сравнимо с подушками безопасности), диапазон рабочих температур от −40 до +40 °С, габаритные размеры 300×50×60 мм. Защитная функция устройства дублирована: обеспечивается надёжное отключение аккумуляторной батареи с механическим и магнитным фиксатором. Взаимодействующая с контактами внутренняя поверхность устройства выполнена из пористого материала, содержащего защитные компоненты (антикоррозионные, антиокислительные). Устройство универсально — применимо на АТС всех типов с различными аккумуляторными батареями, и ремонтопригодно (время снятия и установки 1...2 мин, основные детали доступны и взаимозаменяемы).

Схема устройства представлена на рисунке.

Изначально оно подключено к аккумуляторной батарее посредством контакта подвижных поршней *5* с контактирующими втулками *1*, которые одеты на клеммы аккумулятора *2*. При возникновении аварийной ситуации (лобовое столкновение, опрокидывание и др.) или ко-

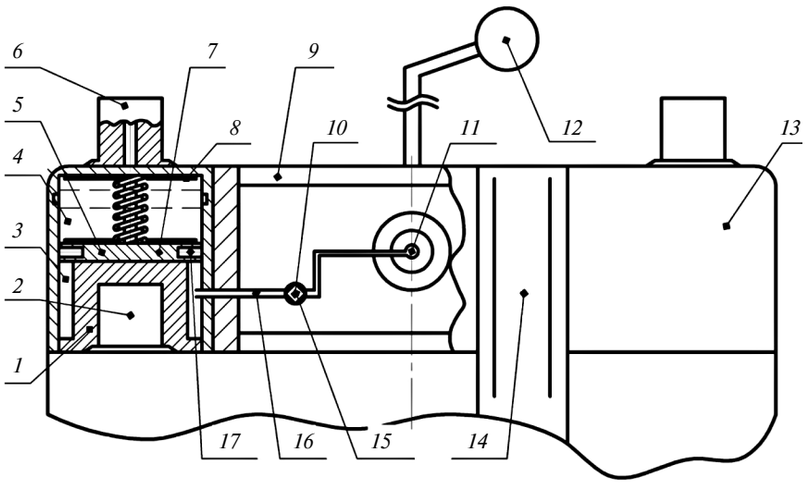


Схема устройства:

1 — контактирующие втулки; *2* — клеммы аккумуляторной батареи; *3* — цилиндрические камеры; *4* и *13* — секции прямоугольного блока; *5* — подвижный поршень; *6* — клеммы устройства; *7* — размыкающее приспособление; *8* — магнитные стопорные устройства; *9* — телескопический механизм раздвижения; *10* — пусковой механизм; *11* — баллон со сжатым газом; *12* — датчики; *14* — крепёжный ремень; *15* — электромагнитный клапан; *16* — гибкий трубопровод; *17* — механические защёлки

роткого замыкания, датчики *12* — удара, акселерометры и др., установленные в автомобиле и соединённые с электронным блоком управления и самим устройством — подают сигнал в электронный блок управления автомобиля, который его подаёт на электромагнитный клапан *15*, открывающий поступление сжатого газа по гибкому трубопроводу *16*, в цилиндрические камеры. В них происходит резкое повышение давления, приводящие к поднятию подвижного поршня *5* в верхнее положение. Здесь он фиксируется магнитными держателями *8* и механическими защёлками *17*. Образованный зазор между поршнем *5* и контактирующей втулкой *1* надёжно размыкает электрическую сеть (отсоединяет аккумуляторную батарею).

Отключение обеих клемм аккумулятора практически полностью предохраняет от возникновения короткого замыкания при повреждении прямоугольного блока (корпуса) при аварии.

Литература

1. Патент РФ RU 1699833 B60R16/02.
2. Патент РФ RU 2350494 B60R16/02.
3. Техническая эксплуатация автомобилей; Учебник для вузов / Под ред. Г.В. Крамоpенко. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1983. — 488 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для техникумов. — М.: Высшая школа, 1984. — 336 с.

Читатель предлагает

УДК 531

ОБ УТОЧНЕНИИ МЕЖДУНАРОДНОЙ СИСТЕМЫ ЕДИНИЦ

Канд. техн. наук **ПОЖИДАЕВ С.П.**
Институт механизации и электрификации сельского хозяйства НААН Украины
(+38050.246-40-65, spozhy2@ukr.net)

Получено уточнённое определение понятия момента силы. Его применение устраняет противоречие, существующее в Международной системе единиц (SI). Установлено, что единицей момента силы является Н•м/рад, а единицей коэффициента, связывающего значения силы и момента силы, — м/рад. Показано, что понятие "плечо силы" не имеет отношения к определению момента силы.

Ключевые слова: *Международная система единиц SI, энергия, работа, момент силы, формула размерности.*

Pozhydaiev S.P.

ON THE REFINEMENT OF THE INTERNATIONAL SYSTEM OF UNITS (SI)

A refined definition of the concept at the moment of force is obtained. Its use eliminates the contradiction that exists in the International System of Units (SI). It is established that the unit of the force moment is N•m/rad, and the unit of the coefficient, which connects the values of force and torque, is m/rad. It is shown that the concept of "shoulder strength" has no relation to the determination of the moment of force.

Keywords: *International System of Units (SI), energy, work, force moment, dimensional formula.*

Только противоречие стимулирует развитие науки.
Его надо подчеркивать, а не замазывать.
П.Л. Капица

Для идентификации той или иной физической величины в метрологии применяются её наименование (длина, масса и т. п.) и формула размерности. Последнюю можно рассматривать как сокращённый эквивалент определения физической величины. Каждой физической величине отвечает одна и только одна формула размерности, независимо от того, в каких единицах измеряется физическая величина. Таким образом, формула размерности физической величины является её формализованным идентификационным параметром, своеобразным аналогом молекулы ДНК в биологии.

В *SI* имеется несколько единиц, имеющих одинаковые формулы размерности. Например, момент силы и энергия (или работа; дальше для краткости слово "работа" иногда будем опускать). Их формулы размерности имеют один и тот же вид (формула 1 в таблице), где L, M и T — условные обозначения размерностей длины, массы и времени соответственно [1; 2].

Однако физический смысл величин "момент силы" и "энергия" принципиально различен, вследствие чего совпадение их формул размерности тоже не должно быть возможным в принципе. Это явный признак противоречия, обусловленного наличием в *SI* некоторой принципиальной ошибки. Противоречие разрушает стройную систему физических величин и соотношений между ними. Совпадение формул размерности неоднородных физических величин формально служит законным основанием для их приравнивания, суммирования или вычитания, что совершенно недопустимо. С другой стороны, различие формул размерности однородных физических величин такие действия запрещает, что, как будет показано ниже, ставит вне закона даже фундаментальные научные соотношения.

Недопустимым является и возможный конфликт между результатами расчётов, выполненных различными методами. Например, в работе [3], опираясь на существующие правила вычисления моментов сил и механической работы, был выполнен силовой и энергетический расчёт эластичного колеса. Результат абсурден — механическая работа, выполняемая колесом в его поступательном движении, оказывается большей, чем подводимая к колесу энергия вращательного движения.

То есть колесо якобы является источником даровой энергии — вечным двигателем.

Поскольку понятия энергии и момента силы одни из основных в механике, противоречие между ними нельзя оставлять без внимания. Его причиной может быть несовершенство представлений о содержании понятий энергии или момента силы.

Полагая понятие энергии корректным, проанализируем понятие момента силы. Представление о нём имел ещё Архимед за два столетия до нашей эры. [4, с. 21]. Он обратил внимание на физическую величину, равную произведению силы на её плечо. Но научного обоснования правильности этого понятия не существует [4; 5]. Было только предположение Архимеда, которое на протяжении 22-х веков ни у кого не вызвало сомнений, воспринималось как аксиома и до нашего времени дошло практически в первозданном виде. Выдающийся учёный-механик Н.Е. Жуковский приводил такое определение: "*Моментом относительно точки называется произведение силы на перпендикуляр, опущенный из данной точки на направление данной силы*" [5, с. 180].

С появлением в науке понятия энергии оказалось, что её единица такая же, как и у момента силы, в современных терминах — "ньютон-метр". Однако никого не заинтересовало, что понятие момента силы пересеклось с одним из понятий закона сохранения энергии, а не вписалось в систему понятий этого закона. Вместо научного анализа возникшей проблемной ситуации её просто закамуфлировали, дав единице энергии другое название — джоуль. Но конфликт между формулами размерностей момента силы и энергии остался. Поэтому есть все основания полагать, что противоречие, упоминавшееся в начале статьи, может быть следствием некорректности архимедова определения момента силы.

Попытаемся разрешить противоречие между понятиями энергии (работы) и момента силы, заключающееся в совпадении их формул размерности.

Наиболее фундаментальными понятиями современной системы физических величин служат энергия и импульс, законы сохранения которых представляют собой одни из наиболее общих и универсальных законов природы. Все остальные физические законы являются следствиями из законов сохранения. Благодаря этому сегодня, в отличие от времен Архимеда, нет необходимости на пустом месте интуитивно формулировать определение момента силы. Его можно получить "на кончике пера" дедуктивным путём, опираясь только на закон сохранения энергии и самые общие физические и геометрические соображения. Сделаем это.

Поскольку момент силы — это физическая величина M_O, характеризующая вращательный эффект от воздействия силы $\bar{F}$ на некоторое тело, то элементарная механическая работа dW, выполненная силой $\bar{F}$ при повороте тела на некоторый угол $d\alpha$, может быть представлена как работа момента M_O (формула 2). Отсюда следует, что, опираясь на понятие работы, под моментом силы следует понимать производную от механической работы dW по углу поворота тела $d\alpha$ (формула 3).

Следовательно, физический смысл момента силы — это величина, характеризующая вращательный эффект от воздействия силы, численно равная механической работе, которую могла бы выполнить сила при повороте тела в плоскости вращения на один радиан. Единицей же момента силы, определённого по соотношению 2, является Н · м/рад. Но в *SI* единицей момента силы считается Н · м, что не согласуется с полученной нами из закона сохранения энергии единицей. Это является неопровержимым доказательством того, что с позиций закона сохранения энергии архимедово определение момента силы и вытекающие из него положения системы единиц некорректны.

Чтобы получить определение момента силы, опирающееся на понятие силы $\bar{F}$, условимся, что поворот тела на некоторый элементарный угол $d\alpha$, происходящий относительно точки O, сопровождается соответствующим этому углу и направленным вдоль линии действия силы $\bar{F}$ элементарным поступательным перемещением ds точки A, к которой приложена сила. Тогда механическая работа, выполненная силой $\bar{F}$ на пути ds, будет определяться формулой 4.

Соотношения 2 и 4 характеризуют один и тот же объём работы, выраженный в терминах вращательного или поступательного перемещения. Приравняв левые части урав-

№	Формула	Примечания
1	L^2MT^{-2}	L, M, T — условные обозначения размерностей длины, массы, времени
2	$M_O d\alpha = dW$	—
3	$M_O = \frac{dW}{d\alpha}$	—
4	$Fds = dW$	—
5	$M_O d\alpha = Fds$	—
6	$M_O = F\frac{ds}{d\alpha} = Fk$	$k = \frac{ds}{d\alpha}$, м/рад
7	$L^2MT^{-2}1^{-1}$	1 — размерность угла
8	$dA = a\mathrm{tg}(d\alpha) = \frac{h}{\cos\beta}\mathrm{tg}(d\alpha)$	a — длина отрезка OA; h — расстояние от точки вращения O до линии действия силы $\bar{F}$
9	$ds = dA\cos\beta = h\mathrm{tg}(d\alpha)$	
10	$k = \frac{ds}{d\alpha} = h\frac{\mathrm{tg}(d\alpha)}{d\alpha} \approx h$	—
11	$k = \frac{S}{2\pi} = r_к$	$r_к$ — радиус качения колеса без скольжения

av718.fm Page 28 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

нений 2 и 4, получаем расчётное соотношение, которое можно назвать золотым правилом механики относительно взаимосвязи механической работы во вращательном и поступательном движениях (формула 5). Оно означает, что любые изменения значений силовых факторов (момента или силы) обратно пропорциональны изменениям соответствующих перемещений (угловых или линейных), на которых выполняется работа.

Соотношения 2, 3 и 5 — это неоспоримые фундаментальные истины, непосредственно вытекающие из закона сохранения энергии. Однако в современной научно-технической литературе они не упоминаются. Из-за неодинаковости единиц левой и правой частей выражений 2, 3 и 5, обусловленной несовершенством действующей сегодня системы единиц, на них несправедливо проставлено клеймо "нелегитимности".

Из соотношения 5 вытекает выражение 6 для определения момента силы. Здесь $k = \frac{ds}{d\alpha}$ — коэффициент, связывающий модуль силы $\bar{F}$ с моментом M_O от неё. Он представляет собой отношение поступательного перемещения *ds* точки *A*, происходящего в направлении действия силы, к соответствующему ему углу поворота $d\alpha$ тела. Единицей этого коэффициента является м/рад.

Соотношение 6 следует из закона сохранения энергии. Опираясь на него, уточним определение момента силы, данное Н.Е. Жуковским: *моментом относительно точки называется произведение модуля силы на коэффициент, равный отношению элементарного поступательного перемещения dx точки приложения силы, происходящего в направлении действия силы, к соответствующему ему элементарному углу поворота тела* $d\alpha$. При векторном определении понятия момента силы необходимо будет оговаривать, что модуль вектора, проведённого из точки *O* к силе $\bar{F}$, должен быть численно равен упомянутому выше коэффициенту *k*.

Формула размерности момента силы, составленная в соответствии с известными положениями теории размерностей, имеет вид: $L^2MT^{-2}1^{-1}$ (формула 7), где единицей обозначена размерность угла; её также можно записывать в виде L^0. Как видим, такая формула размерности момента силы принципиально отличается от формулы 1 размерности энергии. В ней присутствует ещё и размерность угла. Следовательно, формулы размерностей 1 и 7 не совпадают, т.е. противоречие устранено. То есть при уточнённом определении момента силы система физических величин и Международная системы единиц — безупречны.

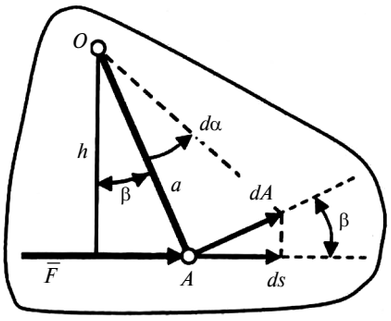


Рис. 1. К определению поступательного перемещения ds точки A, происходящего в направлении действия силы $\bar{F}$

Необходимо обратить внимание и на такое обстоятельство. В теории размерностей не принято отражать в формуле размерности обозначения безразмерных величин, например, "1" или "L^0". Мы полагаем это некорректным. Ведь составные части формулы размерностей — это не просто арифметические сомножители, позволяющие без последствий опустить множитель "1" или "1^{-1}". Это перечень обозначений основных и дополнительных единиц измерения, которые принимают участие в формировании той или иной производной единицы. Они также указывают на то единственное соотношение, в котором основные и дополнительные единицы измерения находятся между собой в производной единице. Поэтому опускать множитель "1^{-1}" в формуле (7) нельзя: при этом из формулы исчезает информация о присутствии в ней единицы измерения угла (радиана) и создаётся ложное впечатление об идентичности размерностей энергии и момента силы.

Соотношение (6) представляет собой всеобщее правило вычисления момента силы. Рассмотрим его приложение к двум простейшим частным случаям.

Первый случай. К точке *A* абсолютно твёрдого тела, расположенной на расстоянии *a* от точки вращения *O*, приложена сила $\bar{F}$ (рис. 1). Поскольку тело является абсолютно твёрдым, эпюра линейных перемещений точек линии *OA*, наблюдающихся при повороте тела на некоторый элементарный угол $d\alpha$, будет линейной (пунктир от центра поворота *O* до конца вектора *dA*). Благодаря этому будут справедливыми соотношения 8 и 9, где *a* — длина отрезка *OA*; *h* — расстояние от точки вращения *O* до линии действия силы $\bar{F}$, м.

С учётом того, что при малых значениях угла $d\alpha$ число $\mathrm{tg}(d\alpha)$ практически равно углу $d\alpha$, значение коэффициента *k* (м/рад) будет соответствовать соотношению 10. Из последнего вытекают следующие выводы: значение коэффициента *k* в случае абсолютно твёрдого тела численно равно плечу силы *h*, именно это обстоятельство на протяжении более чем двух тысячелетий создавало ложное впечатление о корректности архимедова определения момента силы; единицей коэффициента *k*, являющегося связующей величиной между значениями силы и момента от неё, является м/рад, поэтому применение в этой роли плеча силы *h*, единицей которого является метр, неправомерно.

Второй случай. На современных самоходных машинах высокой проходимости широко применяются колёса с высокоэластичными шинами низкого и сверхнизкого давления (рис. 2). Такое колесо состоит из ступицы *1*, беговой дорожки *2*, периметр которой будем полагать равным *S*, и эластичных боковин *3*. На ступицу колеса воздействует некоторая нормальная нагрузка, не показанная на рисунке. Под её воздействием ступица несколько смещается вниз, вследствие чего расстояние *h* от центра ступицы *O* до опорной поверхности становится меньше, чем радиус колеса.

При рассмотрении в теоретической механике нетвёрдых тел к ним предлагается применять принцип отвердевания, в соответствии с которым тело рассматривается как твёрдое. Условие отвердевания эластич-

ного колеса предполагает, что эпюра линейных перемещений *ds* точек шины, расположенных вдоль её сечения *OA*, является линейной — как на рис. 1, справедливом для абсолютно твёрдого тела. Рассматривая колесо по рис. 2 как твёрдое тело, в современной теории качения полную окружную силу колеса *F* определяют как частное от деления подведённого к колесу момента *M* на величину *h*, называемую в теории качения динамическим радиусом $r_д$ [6—8].

Но, в действительности, у нас нет никаких оснований полагать, что эпюра линейных перемещений *ds* эластичных боковин шин (сечение *OA*) линейна. И она действительно нелинейна, что, как указывалось в начале статьи, приводит к абсурдному результату: эластичное колесо якобы является источником даровой энергии — вечным двигателем. Следовательно, по крайней мере в этом отдельном случае, принцип отвердевания не работает.

Благодаря новому определению момента силы упомянутый принцип не нужен, необходимо только правильно определить значение коэффициента *k*. Поскольку у нас нет доказательств, что эпюра линейных перемещений *ds* точек шины, расположенных вдоль её сечения *OA*, является линейной, соотношение 8 для решения этой задачи неприменимо. Определим значение коэффициента *k* иным образом. Повороту колеса в плоскости его вращения на угол 2π рад (один оборот) соответствует теоретическое поступательное перемещение колеса, равное периметру *S* беговой дорожки 2. Следовательно, значение коэффициента *k* определяется формулой 11, в которой $r_к$ — величина, называемая в теории качения колеса радиусом качения без скольжения (пункты 27 и 38 стандарта [8]), его единицей является м/рад.

Как видим, высота *h* расположения центра *O* ступицы колеса от опорной поверхности не входит в соотношение (11). Это означает, что высота *h* (т.е. динамический радиус колеса) не имеет отношения к формированию момента M_O. Оно осуществляется с участием радиуса качения $r_к$, который выступает в роли

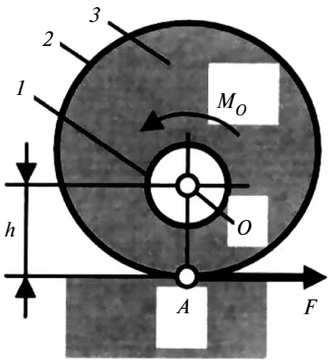


Рис. 2. Схематическое изображение колеса с эластичной шиной

коэффициента *k*. Причём явление уменьшения действительного пути, наблюдающееся из-за буксования реального колеса, ничего не меняет: соотношение между силой и моментом силы определяется не действительным, а полным (теоретическим) путём поступательного перемещения колеса, а он при буксовании или проскальзывании колеса остаётся неизменным.

Ошибку в современной теории качения можно обнаружить ещё проще, буквально в два счёта: в формуле 6, в случае её применения для расчётов эластичного колеса, вместо коэффициента *k* может применяться тот и только тот радиус, единица которого такая же, как и у коэффициента *k* — м/рад; такую единицу имеет только радиус качения; таким образом, в теории качения может применяться только радиус качения.

Причём некоторые небезразличные к научной истине специалисты давно указывали на неправомерность применения динамического радиуса в теории качения эластичных колёс [9; 10]. В пункте 38 государственного стандарта [8] даже имеется требование определять полную окружную силу колеса *F* как частное от деления подведённого к колесу момента *M* на радиус качения колеса без скольжения. Однако авторы этих работ не смогли переубедить научно-техническое сообщество в своей правоте. В теории качения продолжают руководствоваться динамическим радиусом, необходимость применения которого "очевидно" вытекает из... некорректного архимедова определения момента силы и некритически применяемого принципа отвердевания.

В заключение необходимо упомянуть, что учёт изложенных в данной работе соображений позволяет внести в Международную систему единиц *SI* и несколько других уточнений. Например, формула размерности момента импульса должна иметь вид $L^2MT^{-1}1^{-1}$, формула размерности скорости изменения момента импульса — $L^2MT^{-2}1^{-1}$, формула размерности угловой скорости — L^0T^{-1}.

Из уточнённого определения момента силы непосредственно вытекает необходимость применения в теории качения эластичных колёс радиуса качения, единицей которого является м/рад, а не динамического радиуса, единицей которого является метр. Следовательно, правильной (по применению радиусов колеса) является точка зрения авторов работ [6, 9, 10], но не работ [7, 8].

Учёт перечисленных выше результатов требует пересмотра содержания раздела "Момент силы" в физике и механике и двух пунктов стандарта [1]: пункта *"Угловая скорость", табл. 3* и пункта *"Момент силы", табл. 5.*

Литература

1. ГОСТ 8.417—81 ГСИ. Единицы физических величин. — М.: Госстандарт, 1982. — 18 с.
2. Хантли Г. Анализ размерностей. — М.: Мир, 1970. — 126 с.
3. Пожидаев С.П. О теории качения эластичного колеса с позиций механики / Автомобильная промышленность. — 2014. — № 11. — С. 16—17.
4. История механики с древнейших времен до конца XVIII века / Под общ. ред. А.Т. Григорьяна, И.Б. Погребыского. — М.: Наука, 1971. — 298 с.
5. Жуковский Н.Е. Теоретическая механика. — М.-Л.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1952. — 812 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
7. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства. — М.: ИНФРА-М, 2014. — 506 с.
8. ГОСТ 17697—72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. — М.: Госстандарт, 1972. — 24 с.
9. Шабаров А.А. Отдельные вопросы процесса равномерного качения ведущего пневматического колеса // Исследование ходовых систем колесных тракторов. — Труды НАТИ. — Вып. 212. М., 1971. — С. 3—30.
10. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. — Минск: Вышейшая школа, 1986. — 207 с.

av718.fm Page 30 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 05.22.10

АНАЛИЗ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ АВТОСЕРВИСНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

ДУБОВИК Е.А.
Донской ГТУ (+7.863. 273-85-11)

В работе проведён факторный анализ автосервисного предприятия и предложены рекомендации по повышению эффективности работы автосервиса.

Ключевые слова: *автомобиль, автосервис, анализ, автовладельцы, персонал.*

Dubovik E.A.

ANALYSIS OF THE ACTIVITY OF AUTOSERVICE ENTERPRISES

In the work conducted factor analysis for service company and offers recommendations for improving the efficiency of the service.

Keywords: *car, autoservise, analysis, car owners, staff.*

Взаимоотношения с клиентом — важнейший аспект, характеризующий работу предприятия автосервиса и непосредственно влияющий на его коммерческую успешность. Разумеется, он нуждается в специальном анализе и, при необходимости, в коррекции. Пример такого анализа представлен ниже.

Контакт клиента с автосервисом, как правило, начинается с телефонного разговора. Работники предприятия представляются потенциальному клиенту, вежливо отвечают на все вопросы, не торопясь, не раздражаясь и не заканчивая диалог первыми. Если заказчик способен только описать внешние проявления неполадок в своём автомобиле (стучит, течёт, не работает и т.п.), но не знает, что делать — в беседу вступает инженер. В большинстве случаев по телефону трудно определить причину неисправности, поэтому клиенту предлагается пригнать автомобиль на диагностику.

Время посещения (несколько вариантов) предлагает работник автосервиса — это свидетельство ритмичной работы, нормальной загрузки производства, чёткого графика приёмки. Значит заказчику не нужно будет ждать в очереди, которая неизбежна, если приехать предлагают "в любое удобное вам время". Однако иногда такая формулировка — признак простоя автосервиса. Затем клиенту напоминают адрес автосервиса, рекомендуют схему подъезда. Кроме того, называют фамилию мастера (приёмщика, консультанта), который будет "вести" автомобиль, предупреждают о нежелательности опозданий, примерной продолжительности приёмки и советуют сформулировать пожелания и подготовить вопросы — это ещё одно подтверждение того, что автосервис ИП ценит время и заказчика, и своё.

Вывеска автосервиса заметна издалека. Около здания СТО — парковка, указатели мест приёма заказов. В офисе нет очереди и суматохи; сотрудник автосервиса, если заказчик приехал немного раньше, извещает мастера (приёмщика).

Солидность предприятия подтверждают вывешенные на видном месте лицензии, квалификационные сертификаты работников автосервиса, приказ, уполномочивающий приёмщиков подписывать документы от лица фирмы, сведения о перемещении автомобилей по рабочим постам автосервиса в соответствии с технологическим циклом ремонта или обслуживания.

Бейджи с именами и должностями на форменной одежде сотрудников облегчают заказчику общение с ними. Чистота помещений автосервиса, оборудования, спецовок механиков, укрытые защитной плёнкой сиденья и рули машин свидетельствуют об аккуратности персонала автосервиса. Но главное — доброжелательная, спокойная, деловая атмосфера, царящая в автосервисе.

Зона приёмки автосервиса отделена от ремонтной и оснащена диагностическим оборудованием, чтобы приёмщик не отрывал от работы механиков с других участков и не ждал вместе с заказчиком освобождения подъёмника или стенда. Кроме того, в ней есть информация об оказываемых услугах автосервиса (цены, гарантии, наименования нормативных документов, по которым выполняют работы, и т.п.). Приёмка (одновременно и диагностика неисправности) в автосервисе автомобиля неспешна и занимает не менее 20 мин. По сути — это диалог двух людей, заинтересованных в качественном сотрудничестве. С автовладельцем общается один высококвалифицированный специалист автосервиса. Ведь в большинстве случаев клиент хочет, чтобы сделали именно то, что он просит, вовремя и не дороже, чем обещали при приёмке автосервиса. Поэтому чем меньше людей с ним контактируют, тем лучше.

В назначенное время мастер приглашает заказчика и уясняет проблему с его слов, попутно задавая вопросы. Затем небольшая (минут на десять) поездка и вынесение вердикта по сути беспокойства клиента. Автовладельцу не стоит пренебрегать проверкой автомобиля на ходу, даже если нет нареканий на его поведение. Отсутствие замечаний хозяина машины — не факт полной исправности автомобиля, и дополнительная консультация специалиста автосервиса не помешает. Потом машину моют и поднимают на подъёмнике в зоне приёмки автосервиса. В этот вынужденный перерыв приёмщик автосервиса, чтобы не терять время, на своём рабочем месте начинает рассчитывать стоимость необходимых работ и запасных частей.

Осмотрев автомобиль снизу, мастер автосервиса заканчивает калькуляцию. Проверяют автомобиль бесплатно, независимо от того, будет ли владелец ремон-

тировать её сейчас и здесь или в другое время и в другом месте. Кстати, иногда для устранения мелкой неисправности приходится "разобрать пол-автомобиля". В таком случае специалист рекомендует совместить работы: сделать что-то "с опережением", воспользовавшись частичной разборкой машины (агрегата), или, наоборот, повременить до планового ТО — это сокращает затраты времени (оплачиваемые нормо-часы), соответственно уменьшая общую стоимость ремонта. Кроме того, заказчик может сэкономить, привезя свои запасные части. Но он должен подтвердить их качество автосервису, т. е. соответствие установленным техническим требованиям. Об этом обязательно предупреждает мастер, объясняя, какие документы необходимы: чек из проверенного и известного магазина, копия сертификата качества на партию масла, номер которой есть на упаковке, паспорт изготовителя на узел (например, на амортизатор с идентификационным номером) и т.п.

После диагностики клиенту, если он хочет, дают перерыв для обдумывания ситуации, консультации в другом автосервисе, коррекции своих планов или чтобы накопить деньги на ремонт.

Если клиент решил ремонтировать автомобиль в автосервисе ИП, мастер автосервиса приглашает заказчика к стенду, отражающему текущую загрузку механиков, и согласовывает время получения готового автомобиля. Затем оформляет заказ-наряд в письменной форме. В нём стараются использовать термины, которые понятны клиенту, текст — на русском языке. В заказе-наряде помимо сведений об автомобиле и реквизитов сторон обязательно указывают: оказываемые услуги (выполняемые работы), запасные части и материалы, предоставляемые автосервисом, их стоимость и количество; запасные части и материалы, предоставленные заказчиком; цену автомобиля, определяемую по соглашению сторон; стоимость оказываемых услуг автосервисом (выполняемых работ) и порядок их оплаты; сроки исполнения работ автосервисом; условия гарантии автосервиса на результаты работ; особенности, связанные со спецификой ремонта или опытом общения фирмы с клиентами, например, дополнительную оплату за хранение готового автомобиля, владелец которого не заплатил автосервису вовремя за выполненную работу.

Когда клиент оставляет машину в автосервисе, исполнитель одновременно с договором составляет приёмно-сдаточный акт с указанием комплектности автомобиля, видимых наружных повреждений и дефектов, сведений о предоставлении заказчиком запасных частей и материалов.

Автосервису недопустимо без согласия клиента делать дополнительные платные работы или оказание одних услуг ставить в зависимость от обязательного заказа других. На краткосрочные работы (подкачку шин, выборочные операции технического обслуживания, мойку и т.п.), которые делают в присутствии клиента, в автосервисе выдают квитанции, талоны и т.п.

Работники автосервиса дают клиенту возможность наблюдать за ремонтом машины, например из зоны ожидания в цеху или с галереи над ним. Когда нужно (обнаружена дополнительная неисправность, заказчик захотел предупредить мастера автосервиса об особенностях своего автомобиля или проверить ход и качество работ и т.п.), владельца машины проводят к рабочему посту. Механик не отвлекается на получение запасных частей и материалов, а всё необходимое ему вовремя доставляют со склада.

Для регулировки углов установки колёс автомобиль загоняют на ножничный подъёмник, имеющий между колеями дополнительный передвижной подъёмник. Углы проверяют с помощью компьютерного стенда с четырьмя инфракрасными переносными датчиками, крепящимися к дискам колёс. Датчики передают всю информацию на компьютерный стенд. В компьютере установлена специальная программа, через которую механик может просматривать данные с каждого датчика. Далее производится регулировка углов установки колёс.

Кроме представленных выше работ в зоне проводят: сварочные работы; работы по установке охранной системы и регулировку света фар.

Недопустимо долгое нахождение ремонтников в "курилке", их прогулки по цеху или постоянное одалживание инструмента друг у друга.

Когда машина оставлена в автосервисе, заказчик может по телефону узнавать, как идут дела. Если в этот момент мастер автосервиса занят, он обязательно перезванивает. В любом случае клиента немедленно извещают о выявленных при ремонте недостатках, угрожающих безопасности движения, приостанавливая работу. Если автовладелец не согласен на их исправление (на дополнительные расходы) или они неустранимы, это записывают во всех экземплярах приёмно-сдаточного акта.

При сдаче готового автомобиля заказчику мастер, принимавший автомобиль, подводит к нему владельца, показывает результаты работы и заменённые детали. Кроме того, даёт рекомендации по эксплуатации автомобиля. После выяснения всех вопросов, устранения замечаний (если они есть), приёмщик автосервиса провожает заказчика в кассу — машину выдают после полной оплаты работ. Через два-три дня мастер по телефону интересуется у клиента, не возникли ли у него какие-либо пожелания или у автомобиля — неполадки.

Все снятые агрегаты, узлы, механизмы и детали либо утилизируются, либо отдаются заказчику, если он этого желает. Утилизированный материал складируется в контейнерах, находящихся вне зоны ТО и ТР.

Проведённый анализ работы предприятия автосервиса позволяет сделать выводы: рабочий процесс организован на высоком уровне, сервис предоставляет широкий спектр услуг, специалисты выполняют свою работу качественно. В то же время вырабатываются рекомендации руководителю предприятия, направленные на повышение эффективности работы, качества предоставляемых услуг и выполненных работ, увеличение клиентской базы. Например, следующие.

1. Управленческие решения должны приниматься с учётом долгосрочной перспективы, даже если это наносит ущерб краткосрочным финансовым целям.

2. Объёмы работ должны быть автоматизированы. Для того, чтобы создать экономичное, менее затратное время и высокоточное производство и добиться улучшения качества обслуживания, необходимо произвести автоматизацию производства.

3. Необходимо использовать современные методы контроля и диагностики, чтобы ни одна проблема не осталась незамеченной.

4. Необходимо расширить спектр оборудования для постов диагностики и ремонта ходовой части.

5. Необходимо произвести перепланировку и переоборудование постов диагностики и ремонта ходовой части.

В планах большинства предприятий автосервиса — расширение бизнеса, например открытие второй станции, которая будет специализироваться на обслуживании и ремонте автомобилей других марок или моделей. Поэтому предложенный анализ работы действующего предприятия может оказаться ценен вдвойне.

УДК 629.014.3

ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТРУДОЁМКОСТИ ЗАМЕНЫ ПОВРЕЖДЁННОГО КОЛЕСА ЗАПАСНЫМ

Д-ра техн. наук **СЛИВИНСКИЙ Е.В., КОРЧАГИН В.А., РИЗАЕВА Ю.Н.**
Елецкий ГУ имени И.А. Бунина, Липецкий ГТУ (evgeni_sl@mail.ru)

В представленной статье описана перспективная конструкция устройства для крепления запасных колёс, предназначенного для прицепов, входящих в структуру автопоездов, и приведены результаты расчётов по обоснованию эффективности её использования в практике.

Ключевые слова: *прицеп, рама, шестерня, зубчатая рейка, пружина.*

Slivinsky E.V., Korchagin V.A., Rizaeva Yu. N.

FOR REDUCE LABOR INPUT OF REPLACEMENT OF DAMAGED WHEEL ON SPARE

The article describes a promising device design for attaching the replacement wheels designed for trailers included in the structure of trucks and the calculation results are given to validate the effectiveness of its use in practice.

Keywords: *trailer, frame, gear, gear rack, spring.*

Современные автотракторные тягачи, а также агрегатируемые с ними прицепы должны обладать высокой надёжностью и ремонтопригодностью, иметь низкую металлоёмкость и, пожалуй, самое главное, — отвечать важнейшему эксплуатационному показателю, направленному на безопасное производство по исключению травматизма обслуживающего персонала в пути, ремонте и обслуживании [1, 2]. В настоящее время широко используются различные конструкции тракторных самосвальных прицепов базовой модели 2ПТС-4 с двухсторонней и трёхсторонней разгрузкой кузова, работающие в основном с колёсными тракторами класса 1,4*т* (МТЗ-50, МТЗ-52, МТЗ-80, МТЗ-82 и ЮМЗ-6М). Это, например, такие прицепы, как 2ПТС-4М-785А, 2ПТС-4-887А, 2ПТС-4-793, 2ПТС-4-793А и др. Одновременно подобные по устройству самосвальные двухосные прицепы работают и в составе автомобильных поездов — ГКБ-819 и ГКБ-8527 грузоподъёмностью соответственно 5,0*т* и 7,0*т*, которые буксируются как автомобилями-самосвалами ЗИЛ-ММЗ-555, ЗИЛ-ММЗ-554М, ЗИЛ-ММЗ-4502, так и бортовыми ГАЗ-53А, ГАЗ-3307, ЗИЛ-130-76 и др. [3].

У большинства описанных прицепов на раме шасси в нижней её части имеется держатель запасного колеса (см. рис. 1). При этом процесс его закрепления достаточно трудоёмок, так как в выполняется вручную. Достаточно отработанной конструкции, которая бы позволяла полностью исключить ручной труд, пока не существует.

Учитывая вышеизложенное в ЕГУ имени И.А. Бунина на кафедре механики и технологических процессов совместно с кафедрой эксплуатация автомобильного транспорта в рамках бюджетной НИР на тему: "Динамика, прочность и надёжность транспортных, сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин, а также стандартного и нестандартного оборудования, используемого в Чернозёмном регионе РФ", попытались решить эту задачу. Анализ многочисленных литературных и патентных источников позволил разработать перспективное техническое решение, позволяющее снизить трудоёмкость замены аварийного колеса на запасное и исключить травматизм обслуживающего персонала, занятого в эксплуатации тракторных самосвальных прицепов. Конструкция признана изобретением (RU2546738) и может быть привязана к двухосным самосвальным прицепам — как тракторным, так и автомобильным.

Рис. 1. Общий вид автотракторного прицепа

На рис. 2 показан общий вид двухосного прицепа и его сечения *А—А* и *Б—Б*. Состоит он из рамы *1*, к которой присоединены посредством рессор *2* оси *3* передних и задних колес *4*, и на которой установлен кузов *7*. На раме же подвижно установлен винт *5* с шестернёй *10*, находящейся в зацеплении с зубчатой рейкой *9*, снабжённой тягой *11* с рукояткой *13*, фиксируемой относительно рамы фиксатором *14*. Между зубчатой рейкой и рамой на тяге *11* размещена винтовая пружина сжатия *12*. На винте *5* имеется гайка *18* жёстко соединённая с косынками *17* и диском *16*, который с помощью болтов с гайками *15* присоединён к запасному колесу *6*. Гайка *18* снабжена винтовыми пружинами растяжения *19*, закреплёнными на раме.

В том случае, когда возникает необходимость в замене повреждённого колеса прицепа, рукоятку *13*, предварительно освободив от фиксации фиксатором *14* тяги *11*, перемещают в направлении стрелки *Е*. При этом в том же направлении перемещается и зубчатая рейка *9*, сжимая винтовую пружину сжатия *12*. Движение зубчатой рейки способствует вращению шестерни *10*, а так как она жёстко закреплена на винте *5*, последний также начинает вращаться, и гайка *18* совместно с косынками *17*, диском *16* и запасным колесом *6* приходят в движение по стрелке *F* в сторону грунта, на котором находится прицеп. Отметим, что поступательное движение гайки *18*, а не вращательное, совместно с винтом *5*, происходит за счёт наличия винтовых пружин растяжения *19*, которые, упруго деформируясь, следуют в направлении движения гайки *18* и не позволяют ей вращаться совместно с винтом *5*. Как только запасное колесо *6* опустится на грунт, положение тяги *8* фиксируется фиксатором *14*, и только после этого распускают болты с гайками *15*, освобождая запасное колесо. После этого к освободившемуся диску *16*

av718.fm Page 33 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

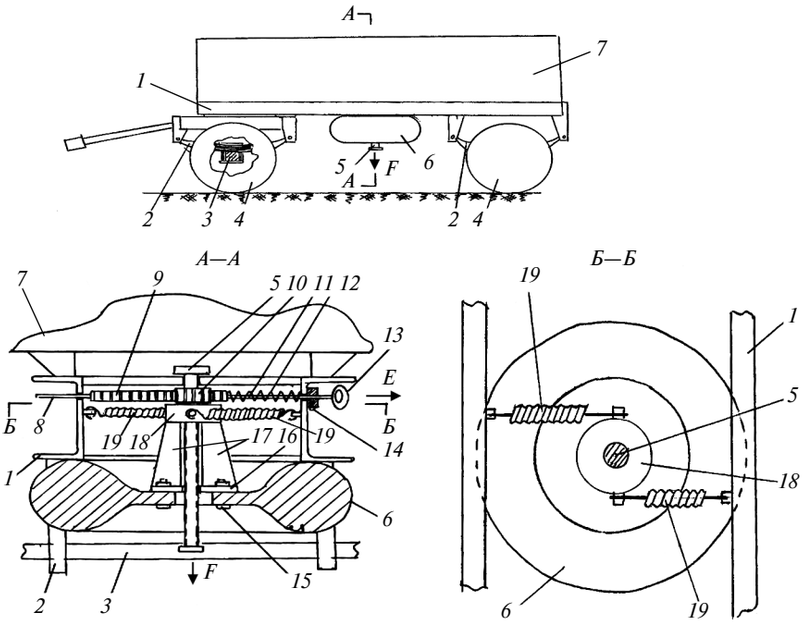


Рис. 2. Конструкция установки запасного колеса по патенту RU2546738

крепят повреждённое колесо при помощи болтов с гайками *15* и, удерживая рукоятку *13*, распускают фиксатор, что в итоге позволяет зубчатой рейке *9* перемещаться в направлении, обратном стрелке *Е* причём гайка *18* совместно с повреждённым колесом возвращается в исходное положение. Затем тягу *11* фиксируют фиксатором *14*, и прицеп готов к дальнейшей буксировке.

Технико-экономическое преимущество предложенного технического решения в сравнении с известными очевидно, так как оно позволяет улучшить условия труда обслуживающего персонала при замене повреждённых колёс прицепа на запасное колесо.

Анализ предложенной конструкции показывает, что наиболее ответственными её деталями являются винтовые пружины растяжения *19* и винт *5* с расположенной на нём гайкой *18*. Для расчёта основных геометрических параметров указанных деталей применительно к подобному устройству, смонтированному, например, на автомобильном двухосном прицепе мод. МАЗ-8926, воспользовавшись следующими данными: полная масса прицепа $G_{пр}$ = 12,0 т; база L = 3700 мм; наружный диаметр колёс D = 1142 мм; собственная масса колеса $G_к$ = 105 кг; дорожный просвет H = 571 мм; рабочий ход гайки h = 350 мм. В качестве материала винта выбираем Ст45 по ГОСТ 1050—88, а гайки — антифрикционный чугун по ГОСТ 1585—79.

Определим средний диаметр резьбы по известной зависимости [5]:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2G_к}{\pi\psi[q]}} = \sqrt{\frac{2\cdot 1050}{3{,}14\cdot 1{,}2\cdot 5}} = 10{,}53 \text{ мм},$$

где $G_к$ — собственная масса колеса, 105 кг; ψ — коэффициент соотношения высоты гайки и диаметра винта, 1,2; q — допускаемая величина удельного давления в резьбе, 5 Н/мм^2. Тогда наружный диаметр винта будет равен d_1 = 17 мм. Исходя из особенностей условий эксплуатации прицепа окончательно наружный диаметр винта примем равным d_1 = 30 мм.

В процессе опускания и подъёма колеса винт работает как на растяжение, так и на кручение, поэтому произведём его расчёт на прочность по зависимости, основанной на гипотезе наибольших касательных напряжений [5]:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\left(\frac{4G_к}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4\left(\frac{M_к}{0{,}2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4\cdot 1050}{3{,}14\cdot 30^2}\right)^2 + 4\left(\frac{15\,000}{0{,}2\cdot 30^3}\right)^2} = 3{,}15 \text{ МПа} \le [\sigma] = 118 \text{ МПа},$$

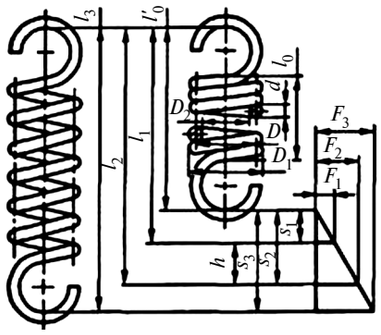


Рис. 3. Расчётная схема упругого элемента

где $M_к$ — крутящий момент на винте, 15 000 Н · мм.

Определим касательные напряжения по известной зависимости [5]:

$$\tau = \frac{G_к}{\pi d_1 z b} = \frac{1050}{3{,}14\cdot 30\cdot 8\cdot 3{,}5} = 0{,}39 \text{ МПа} \le [\tau] = 39 \text{ Н/мм}^2,$$

где z — число витков гайки, 8; b — толщина витка винта, 3,5 мм. Как видим, условие прочности по $\sigma_{экв}$ и τ выполнено.

Произведём теперь расчёт геометрических параметров винтовых пружин растяжения *19*, предназначенных для удержания гайки *18* в положении, когда она способна работать на изгиб вдоль продольной оси симметрии винта *5*. Расчётная схема одной из пружин показана на рис. 3.

Определим диаметр проволоки витка пружины по формуле:

$$d = 1{,}6\sqrt{\frac{kP_{max}c}{[\tau]}} = 1{,}6\sqrt{\frac{1{,}29\cdot 250\cdot 5}{75}} = 7{,}44 \text{ мм},$$

где k — коэффициент, зависящий от индекса пружины и равный 1,29; c — индекс пружины, равный 5; P_{max} — действующая нагрузка на пружину при её растяжении 250 Н; [τ] — допускаемые напряжения 75 кг/мм^2. Окончательно примем диаметр витка пружины d = 7,0 мм.

Определим средний диаметр пружины $D_{ср} = cd = 5\cdot 7 = 35$ мм, тогда наружный диаметр будет равен $D_н = 35 + 15 = 50$ мм. Длина пружины L исходя из расстояния между лонжеронами рамы прицепа принята равной 350 мм. Материал пружины — сталь 60С2А по ГОСТ 14959—86. Полученные численные значения удовлетворяют требованиям ГОСТ13765—86.

Расчёты экономической эффективности от возможного внедрения предложенного технического решения в практику показали, что оно будет выгодным как для производства, так и эксплуатационных структур народного хозяйства: машиностроительное предприятие от выпуска таких устройств, например, в количестве 40,0 тыс. штук в год, может получить прибыль в размере 315,0 тыс. руб. При этом в условиях эксплуатации безопасность работ при обслуживании прицепа будет обеспечена

Литература

1. Высоцкий М.С. и др. Автомобильные и тракторные прицепы. — М.: Машгиз, 1962. — 161 с.
2. Глущенко А.Д., Сливинский Е.В. Динамика и прочность транспортной системы для перевозки легковесных грузов. Изд-во "Фан", Ташкент, 1988. — 115 с.
3. Справочник по эксплуатации транспорта в сельском хозяйстве. М.: Россельхозиздат, 1975. — 400 с.
4. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчёт упругих элементов машин и приборов. — М.: Машиностроение 1980. — 326 с.
5. Гузенков П.Г. Детали машин. Учебник для вузов. — М.: Высшая школа. 1975. — 464 с.

av718.fm Page 34 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629:620.22

ВОССТАНОВЛЕНИЕ И УПРОЧНЕНИЕ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ДВС МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОИСКРОВОГО ЛЕГИРОВАНИЯ

Канд. техн. наук **КАЗАННИКОВ О.В.**
Тихоокеанский ГУ (4212 37-51-99)

Исследуется процесс восстановления и упрочнения выпускных клапанов автомобильных двигателей с формированием на их рабочих поверхностях функциональных покрытий методом электроискрового легирования (ЭИЛ). Использованы электродные материалы, обеспечивающие повышение износостойкости выпускных клапанов, определены режимы электроискровой обработки для формирования покрытий имеющих высокую жаростойкость.

Ключевые слова: *электроискровое легирование, выпускные клапаны, газораспределительный механизм, жаростойкость, восстановление, упрочнение, электродные материалы.*

Kazannikov O.V.

RESTORATION AND HARDENING OF OUTLET VALVES OF DVS, METHOD OF THE ELECTROSPARK ALLOYING

Process of restoration and hardening of final valves of automobile engines with formation on their working surfaces of functional coverings by method of electrospark processing (EIO) is investigated. The electrode materials providing increase in wear resistance of final valves are used, the modes of electrospark processing for formation of the coverings having high heat resistance are defined.

Keywords: *Electrospark alloying, outlet valve, gas distribution mechanism, heat resistance, restoration, hardening, electrode materials*

Клапаны газораспределительного механизма двигателей внутреннего сгорания работают в условиях сильного нагрева от горячих газов, обтекающих их тарелки. И если впускной клапан при открывании периодически охлаждается поступающей в цилиндр топливовоздушной смесью, то выпускной работает в гораздо более жёстких условиях. Открываясь на такте выпуска, он ещё больше нагревается горячими отработавшими газами и температура его тарелки может достигать 850—900 °С [2].

Для того чтобы клапаны могли противостоять таким тепловым нагрузкам, их приходится изготовлять из специальных жаростойких сталей и сплавов с большим содержанием хрома, никеля, молибдена и даже вольфрама. Материалы эти весьма дороги, поэтому для снижения стоимости изготовления нередко выпускные клапаны изготавливают из разнородных материалов: тарелку — из жаростойкого сплава, а стержень — из легированной стали. В практике отечественного двигателестроения для изготовления выпускных клапанов применяются стали 4Х10С2М (ЭИ107), ЭИ72, 4Х14Н14В2М (ЭИ69), ЭИ240, ЭИ992, ЭП9, ЭП48, ЭП3О3 и др.

Основная рабочая поверхность клапана — полированная фаска. В повышении прочности фасок вновь изготовляемых клапанов хорошо себя зарекомендовал способ наплавки сжатой дугой прямого действия, разработанной институтом им. Е.О. Патона. Однако попытка перенести этот опыт на восстановление изношенных клапанов не дала положительных результатов. Это объясняется тем, что высота цилиндрического пояска тарелки клапана в результате износа уменьшается до 0,4—0,1 мм, поэтому наплавка тонкой кромки фаски вследствие неравномерного прогрева головки клапана и наложенного присадочного кольца затруднена, так как происходит подгорание кромок.

Самый распространённый способ восстановления рабочей фаски клапана — шлифование поверхности фаски до выведения следов износа, а затем притирка по седлу с помощью специальных притирочых паст. [3]. Эффективным методом восстановления клапанов является способ плазменной наплавки с подачей жаропрочных порошковых твёрдых сплавов на изношенную фаску. Для этого Малоярославецким филиалом ГОСНИТИ, ЦОКТБ и ВСХИЗО на базе станка У-151 по конструкции института им. Е.О. Патона была разработана установка ОКС-1192. Также известны следующие способы восстановления фасок; газопламенным напылением; электроконтактным напеканием металлических порошков; погружением клапана в расплавленный метал.

Данные способы наряду с неоспоримыми достоинствами имеют и ряд недостатков. В частности, значительный нагрев клапанов при восстановлении приводит к температурным деформациям как тарелки, так и стержня. При шлифовании конусной фаски также появляется опасность удаления с рабочей поверхности тарелки упрочнённого слоя.

Кроме этого, при небольших толщинах самой тарелки клапана (0,5—1,45 мм) и ширине его фаски (0,8—1,7 мм) они работают при высоких скоростях продольных перемещений клапана (400—2500 циклов в мин), значительных ударных нагрузках при соприкосновении рабочих поверхностей седла и клапана, больших значениях температур (до 850—900 °С).

Для восстановления и упрочнения клапанов предлагается использовать метод электроискрового легирования, который позволяет в несколько раз улучшить эксплуатационные показатели изделий [4]. Технология электроискрового легирования обладает рядом существенных достоинств сочетающихся со спецификой восстановления данного вида деталей: не требует предварительной подготовки поверхности подложки (необходимо лишь очистить её от грязи и, по возмож-

av718.fm Page 35 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

ности, удалить жиры и масла); обеспечивает высокую прочность сцепления созданного покрытия с основой; не оказывает влияния на основную структуру материала подложки; позволяет придавать поверхностным слоям изделий требуемые эксплуатационные свойства; в качестве легирующих материалов допускает применение как чистых металлов, так и сплавов; минимизирует нагрев обрабатываемой поверхности в процессе легирования, который не меняет её физико-механических свойств и геометрии; необходимое оборудование отличается простотой, компактностью и транспортабельностью.

В Тихоокеанском государственном университете были проведены работы по подбору и изготовлению электродных материалов, определению оптимальных режимов обработки при электроискровом легировании и исследование жаростойкости полученного поверхностного слоя.

Основным технологическим параметром процесса электроискрового легирования принята приведённая величина энергии $W_п$, затрачиваемая на образование покрытия площадью в 1 см^2. Данный параметр, предложенный профессорами А.Д. Верхотуровым и Ю.И. Мулиным, позволяет воспроизводить процесс обработки данным методом с достаточной точностью на любых моделях установок. Восстановление изношенных поверхностей клапанов осуществлялось на спроектированной и созданной на кафедре установке электроискрового легирования "ТОГУ-02" [5], общий вид которой представлен на рисунке.

На основе анализа специфики работы, конструкций, физико-механических свойств материалов выпускных клапанов ДВС, рекомендаций ведущих учёных по подбору электродных материалов сотрудниками кафедры ТЭСМ сформулированы требования к составам электродов, применяемых для восстановления и упрочнения рабочей поверхности клапанов. Так, материалы электродов в процессе электроискрового легирования должны образовывать с подложкой неограниченные твёрдые растворы. Наличие в материале электрода пластифицирующей фазы (Co, Ni), уменьшающей внутренние напряжения, возникающие в материале электрода под действием циклических тепловых и механических нагрузок искрового разряда. Имеют также значение доступность приобретения сырья для производства электродов и простота технологического процесса изготовления электродных материалов.

В соответствии с выше изложенным был выбран метод алюминотермии, на основе которого из шеелитового концентрата получены электродные материалы систем W—Cr—Co и W—Ni—Cr, имеющие в своём составе легирующие элементы, позволяющие повысить твёрдость, уменьшить хрупкость изменённого поверхностного слоя и добиться приемлемой жаростойкости [6]. Элементный состав синтезированных и запатентованных ЭМ представлен в табл. 1.

Для сравнительной оценки физико-механических свойств ИПС выбраны следующие материалы: ВК6, Т15К6 (традиционно используемые твёрдые сплавы для упрочнения и восстановления поверхностей деталей); 11Х15Н25М6АГ2 (сложнолегированная сталь, имеющая в своём составе карбидообразующие, легирующие и пластифицирующие элементы и обычно используемая для восстановления деталей из высоколегированных сталей).

Исследование жаростойкости образуемых покрытий на подложках из сталей выполнялось на дериватографе Q-1000 в соответствии с ГОСТ 5130—71 [7]. В процессе исследования производились запись кривых дифференциального термического анализа, кривых скорости изменения массы и изменения массы в зависимости от температуры. Сравнительная оценка была выполнена по величине удельного прироста массы $q = \Delta m/s$ в период нагрева через каждые 20 мин, где Δm — прирост массы, возрастающий во времени, s — площадь поверхности образца. Учитывая специфику создания покрытий при электроискровом легировании, когда площадь поверхности покрытия увеличивается за счёт образования больших значений шероховатости, при выполнении исследования ограничивались предельными значениями приведённой энергии $W_п \leq 9{,}0$ кДж/см^2. Также была определена температура начала разрушения поверхностных слоёв 950 °С, в связи с этим, уменьшив температуру при проведении экспериментов до 900 °С, проводилась выдержка в течение 5 ч. В табл. 2 приведены параметры и результаты

Таблица 1

Состав металлической фазы	Среднее содержание элементов, мас.%								
	W	Fe	Ni	Co	Mo	Cr	Al	Si	Примеси
W—Cr—Co	52,1	0,9	0,2	19,1	0,3	24,2	1,2	1,1	0,9
W—Ni—Cr	50,3	1,2	26,9	0,3	0,1	18,1	1,1	1,1	0,9

av718.fm Page 36 Thursday, June 14, 2018 12:33 PM

Таблица 2

Материал электрода	Результаты исследования на жаростойкость образцов на стали 4Х10С2М			
	Технологический параметр $W_П$, кДж/см^2	Толщина покрытия, мкм	Удельный прирост массы образцов, г/м^2	Увеличение жаростойкости, раз
Т15К6	8,9	39	81,7	1,1
ВК6	9,0	61	92,6	1,0
11Х15Н25М6АГ2	8,5	89	80,5	1,1
W—Cr—Co	7,9	82	75,4	1,2
W—Ni—Cr	8,1	80	72,6	1,3
4Х10С2М	—	—	92,4	1,0

исследования жаростойкости покрытий на подложке из стали 4Х10С2М.

Установлено, что при температуре 900 °С увеличение массы у образцов с покрытием меньше, чем у образцов без покрытий. Это определяет эффективность защиты основы от обезуглероживания и окисления при условии нанесения сплошного равномерного покрытия.

По результатам данного исследования можно сделать выводы: применение метода электроискрового легирования для восстановления клапанов автомобилей даёт положительный результат; обоснована и экспериментально подтверждена целесообразность использования для восстановления выпускных клапанов минеральных концентратов, которые содержат дорогостоящие легирующие элементы и добываются на территории Хабаровского края. Данные, полученные в результате исследования, могут быть использованы при разработке технологий восстановления и упрочнения других деталей автомобилей, работающих в схожих условиях. При использовании в качестве электродных материалов W—Cr—Co, W—Ni—Cr для электроискрового легирования жаростойкость восстановленных данным способом рабочих поверхностей клапанов соответствует требованиям их эксплуатации.

Литература

1. Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. М.: Транспорт, 2008. 267 с.
2. Гуреев А.А., Иванов В.Я., Щеголяев Н.В. Автомобильные эксплуатационные материалы. М.: Транспорт, 1974. — 257 с.
3. Асташкевич Б.К., Зиновьев Г.С. Износостойкость клапанов с упрочненными посадочными поверхностями. Двигателестроение. — 1998. — 85 с.
4. Верхотуров А.Д. Формирование поверхностного слоя металлов при электроискровом легировании. — Владивосток: Дальнаука, 1995. — 323 с.
5. Мулин Ю.И., Верхотуров А.Д. Электроискровое легирование рабочих поверхностей инструментов и деталей машин электродными материалами, полученными из минерального сырья. — Владивосток: Дальнаука, 1999. — 110 с.
6. Патент № 2428279 (51) МПК B22F 3/00. Способ получения композиционных материалов W—Cr—Co и W—Ni—Cr из вольфрамосодержащего минерального сырья / Ю.И. Мулин, В.Д. Власенко, О.В. Казанников, Е.С. Коваленко, А.С. Мулин. — № 2010112183/02; заявлено 29.03.2010; опубликовано 10.09.2011, Бюл. № 25. — 1 с.

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

Компания "**Даймлер КамАЗ Рус**" (*ООО "ДК Рус" — совместное предприятие концерна "Даймлер АГ" и ПАО "КамАЗ"*) подвела итоги 2017 г., который оказался для неё рекордно удачным по многим показателям. Так, оборот "ДК Рус" увеличился на 131 %, прибыль (*EbiT*) — на 88 %. Значительный рост продемонстрировал бизнес послепродажного обслуживания. Оборот компании по запасным частям "Мерседес-Бенц" увеличился на 36 %, а "Фузо" — на 57 %. Продано рекордное число грузовых "Мерседесов", телематических устройств, сервисных контрактов; достигнуты отличные результаты в улучшении наших показателей клиентской удовлетворенности, наличия запасных частей.

Продажи грузовой техники "Мерседес-Бенц" выросли на 170 % по сравнению с прошлым годом, а "Фузо" — на 37 %; на 40 % увеличились продажи автобусов. Столь значительные темпы роста специалисты фирмы объясняют относительной стабилизацией в российской экономике и, как следствие, восстановлением благоприятной ситуации на российском рынке. Многие клиенты ранее откладывали покупку новых машин, а теперь у них появилась возможность обновлять свои автопарки. Когда клиент ориентируется на надёжность, экономичность транспортных средств, высокий уровень сервиса, тогда выбор резонно делается в пользу европейских грузовиков. Цель компании на 2018 год — стать номером один на рынке самой техники и её сервисного обслуживания. И, самое важное, — номером один по уровню удовлетворённости клиентов, для чего ставится задача — понимать их потребности, оказывать своевременную профессиональную помощь.

Более 70 % всех проданных в 2017 г. грузовых автомобилей "Мерседес-Бенц" и 100 % "Фузо" были произведены на заводе в Набережных Челнах. Всего за

время существования этого завода к концу 2017 г. было произведено более 23 000 автомобилей: более 14 000 "Мерседесов" и более 9000 "Фузо". Чтобы полностью удовлетворить растущий спрос на такую технику, в августе 2017 г. завод перешёл на трёхсменный график работы. В условиях роста рынка коммерческого автотранспорта "ДК Рус" ставит перед собой амбициозные цели в отношении производства грузовых автомобилей обоих брендов, которое полностью соответствует высочайшим европейским стандартам качества.

В прошлом году в Набережных Челнах также завершилось строительство нового заводского корпуса, предназначенного для выпуска каркасов кабин. В данный момент осуществляется его оснащение всем необходимым оборудованием. Старт производства запланирован на 2019 г. Площадь нового завода составляет 59 600 кв. м, производственная мощность — 55 000 кабин в год.

Большое внимание уделяет компания формированию прямого контакта с эксплуатирующими технику "Мерседес-Бенц" транспортниками и постоянному расширению географии присутствия. В прошлом году дилерская сеть пополнилась тремя новыми авторизованными дилерскими центрами, построенными в соответствии с немецкими стандартами качества "Даймлер АГ". В дальнейших планах — не только количественное, но и качественное расширение сети: повышение сервисных партнеров до ранга дилеров и др.

По итогам 2017 г. ООО "ДК РУС" является финансово независимой, динамично развивающейся компанией, которая инвестирует в обучение наших клиентов, партнёров, сотрудников, в маркетинговые мероприятия, новые дилерские центры, высокие технологии и, безусловно, в уникальный продукт — грузовые автомобили "Мерседес-Бенц" и "Фузо".

●

Группа "CNH Индастриал", в которую входит компания **ИВЕКО,** подвела итоги деятельности в России в 2017 г., а также анонсировала принятую стратегию и прогнозы развития на 2018-й.

Группа компаний выполнила целевые показатели, сохранив долю рынка по всем трём направлениям бизнеса, а также запустила ряд долгосрочных проектов, которые позволят укрепить позиции концерна и увеличить количество строительной и сельскохозяйственной техники, а также коммерческого транспорта в России. Сейчас группа концентрирует усилия на получении преференций на заключение специального инвестиционного контракта по локализации производства техники для сельскохозяйственных нужд, при этом ежегодно повышается уровень локализации на действующем в городе Набережные Челны заводе "CNH Индастриал". Более того, сейчас группа оценивает возможности по локализации производства лёгкой коммерческой техники ИВЕКО в соответствии с действующим законодательством.

На территории России ИВЕКО выпускает свою тяжёлую "линейку" с 1994 года: на совместном предприятии "ИВЕКО-АМТ", расположенном в Челябинской области, производятся лицензионные грузовые автомобили, адаптированные для сложных условий эксплуатации с учётом индивидуальных потребностей заказчиков. СП предлагает более 1 500 опций для автомобилей "Траккер" и "Еврокарго". Все автомобили и шасси, производимые ООО "ИВЕКО-АМТ", имеют статус товаров российского происхождения. Будучи полностью подготовленными к эксплуатации в суровых климатических условиях, эти грузовые автомобили пользуются большой популярностью у муниципальных, пожарных и спасательных служб, а также компаний нефтегазового сектора. Продукция CNG, выпускаемая "ИВЕКО-АМТ", включена в перечень субсидируемых Минпромторгом Российской Федерации. С 2018 года компания пополнила свой продуктовый портфель автомобилями мод. "Astra HD9". Первые самосвалы уже были протестированы крупными клиентами, такими как компания "Алроса".

В 2018 году приоритетом для ИВЕКО станет тяжёлая гамма. Появится специальная, созданная для работы в самых сложных условиях в России, версия автомобиля "Стралис 4×2" — на усиленной раме, с высокой спальной кабиной, надёжным 13-литровым двигателем "Курсор 13" мощностью 480 л. с. с турбокомпрессором повышенной мощности, и пакетом телематики, который поможет контролировать эксплуатационные расходы на автомобиль и позволит водителю максимально использовать возможности автомобиля. В подтверждение заявленной надёжности фирма даёт на неё гарантию 3 года или 450 000 км. Ещё одной новинкой станет "Стралис NP" с газовым (на метане) двигателем LNG мощностью 400 л. с. и запасом хода до 1400 км. В тяжёлом сегменте ИВЕКО делает ставку на седельный тягач "Траккер 720 6×6", производимую на заводе "ИВЕКО-АМТ", который не только отличается надёжностью, но и является одной из лучших в классе по показателям общей стоимости владения. Заказчики могут опробовать его у официальных дилеров, взяв его на тест-драйв уже с апреля.

В средней гамме на совместном предприятии "СТ Нижегородец" с этого года начат выпуск автобусов мод. STN-700 на базе шасси "Еврокарго", а в лёгком сегменте появятся автобусы "Неман" на базе шасси "Дейли": городской, междугородней и туристической.

В лёгкой гамме обновлено семейство "Дейли". В этом году модель снова получила престижный титул "Международный фургон года 2018" благодаря своей прочности и надёжности, а также инновационным силовым агрегатам, делающим автомобиль экономически эффективным и "экологичным".

В 2018 году ИВЕКО особое внимание будет уделять послепродажному обслуживанию. В компании обновили портфель услуг по послепродажному обслуживанию "Стралис MY 2018" на территории России, предложив владельцам упрощённые схемы для снижения эксплуатационных затрат на обслуживание автопарков. Теперь при заключении контракта можно выбрать определённый набор компонентов в соответствии с потребностями парка или вариант "без забот", т.е. распространить условия контракта на весь автомобиль целиком.

Обновится не только модельный ряд, но и точки продаж. К концу 2018 года 75 % дилерских центров в России будут соответствовать стандартам ИВЕКО. Кроме этого, особое внимание будет уделено и индексу удовлетворённости клиентов CSI по послепродажному обслуживанию. И уже сейчас после каждого посещения любой из сервисных станций представители фирмы связываются напрямую с клиентом, чтобы удостовериться, соответствуют ли оказанные услуги ожиданиям владельцев.

●

С достойными результатами завершило 2017 г. ООО "**МАН Трак энд Бас РУС**". На фоне общей восстановительной динамики рынка коммерческого транспорта продажи грузовых автомобилей МАН в России выросли на 125 % по сравнению с аналогичным периодом 2016 г. (4619 ед. против 2059), а реализация новых автобусов МАН и "Неоплан" — на 76,5 %. Ведущий производитель грузовых автомобилей, автобусов и двигателей подтвердил своё лидерство в традиционно ключевых сегментах.

Традиционно грузовой автомобиль TGS стал лидером продаж в линейке МАНов. За 2017 г. в России было реализовано более 3 тысяч новых автомобилей этого семейства. Значительный вклад в этот результат вносят магистральные тягачи TGS 28.360 6×2. Это классическая комплектация для компании "Магнит". Результатом плодотворного многолетнего партнерства и признаком высокого доверия клиента стала поставка 6000-го грузового автомобиля МАН для российского ритейлера в декабре 2017 года. За период с 2006—2017 гг. было разработано более 15 модификаций автопоездов, и МАН TGS 6×2 стал флагманом в сфере дистрибуции с самым высоким коэффициентом технической готовности в отрасли.

Модельный ряд МАН остаётся самым популярным во многих сегментах, обеспечивая компании выигрышные позиции на российском рынке. По итогам 2017 года компания лидирует в сегменте грузовых автомобилей колёсной формулы 6×6 (доля рынка — 48 %) и 8×8 (78 %). Таким образом, среди европейских брендов немецкий производитель является ведущим поставщиком строительной техники.

В 2017 году состоялась международная премьера нового автобуса МАН модели "Лайонс Коч" на международной выставке "КомТранс`17" в Москве. В этом же году на выставке "БасВорлд" в Кортрейке этот автобус одержал победу в трёх из шести номинаций конкурса "*Busworld Award Competiton*". Как известно, продажи новых европейских туристических автобусов на рынке России увеличились вдвое: если в 2016 году их было реализовано 115, то в 2017 — уже 235 (+104,35 %). При этом продажи автобусов брендов МАН и "Неоплан" увеличились с 34 до 60 единиц, что на 76,5 % больше показателя позапрошлого года.

"МАН Трак энд Бас Россия" — один из ведущих поставщиков комплексных решений для бизнеса в сфере коммерческого транспорта. Благодаря широкой сети авторизованных сервисных станций (54 партнера) в ключевых регионах России, клиенты получили возможность воспользоваться комплексными услугами, которые помогают оптимизировать затраты на владение и эксплуатацию техники. Высокий уровень знаний и компетенций российских сервисных специалистов получил мировое признание и позволяет оказывать услуги качественно и на самом высоком уровне. Своевременное сервисное и техническое обслуживание грузовых парков с использованием оригинальных запасных частей — важнейшая составляющая надёжности седельных тягачей МАН серии TG и фундамент успешной работы любой транспортной компании в России. Полностью снять с клиента все задачи,

связанные с поддержанием автопарка в полной технической готовности, и вывести бизнес клиента на новый уровень эффективности — задача сервисных контрактов МАН. О росте доверия клиентов к сервисным контрактам свидетельствуют следующие показатели: число заключённых сервисных контрактов выросло вдвое, а оборот подразделения достиг трёхкратного роста в 2017 году. Программы обучения водителей "МАН ПрофиДрайв" призваны повысить уровень квалификации водителей, что способствует оптимизации затрат на топливо и снижению количества простоев техники. Подразделение "МАН ТопЮзд" предлагает широкий выбор подержанных коммерческих автомобилей — от седельных тягачей и фургонов до грузовых автомобилей. Оно позволяет покупателям приобрести именно такой автомобиль с пробегом, который полностью отвечает их требованиям. Услуги "Мобайл 24" обеспечивают клиентам выездной сервис и эвакуацию. Так, компания поддерживает клиентов в любых ситуациях, возникающих в ходе эксплуатации коммерческой техники. Задача и стратегия МАН — долгосрочные отношения с клиентом, обеспечивающие максимальный коэффициент технической готовности грузовых автомобилей и минимизацию затрат на содержание парка.

В 2018 г. компания ООО "МАН Трак энд Бас РУС" намерена завоевать 25 % российского рынка коммерческого транспорта, и партнёрство с Группой "ГАЗ" может в значительной степени способствовать долгосрочному успеху. В июне 2017 г. "Фольксваген Трак энд Бас" и Группа "ГАЗ" подписали соглашение о сотрудничестве, чтобы оценить возможности стратегического партнёрства. Сегодня рассматриваются возможности многочисленных совместных проектов. Первым будет реализован проект по поставке Группе "ГАЗ" дизелей "Фольксваген". МАН также является деловым партнёром Группы "ГАЗ", поставив шесть тысяч двигателей для городских автобусов — классическая выигрышная ситуация, особенно учитывая тот факт, что российский рынок продолжает восстанавливаться.

Важные тенденции, такие как альтернативные приводы, урбанизация, дигитализация и др., оказывают сильное влияние на продукты компании МАН, меняя бизнес-модели и требования клиентов. Современный темп жизни требует от транспортных компаний ещё больше гибкости, мобильности и инновационных подходов. Определить новые сферы деятельности и своевременно направить компанию в нужное русло — в этом заключается одна из главных задач компаний в отрасли коммерческого транспорта.

Повышение качества послепродажного обслуживания и первоклассная клиентоориентированность — второй стратегический пункт компании ООО "МАН Трак энд Бас РУС". Летом 2017 г. в Санкт-Петербурге был открыт крупный мультифункциональный филиал с самой современной сервисной станцией в Восточной Европе. Сервисный центр находится на Московском шоссе, соединяющем две столицы России.

Используя многолетний опыт, удалось создать уникальное предложение аренды грузовых автомобилей МАН с достаточно выгодными условиями на рынке: с марта 2018 года они предоставляются на условиях "всё включено", т.е. затраты на содержание автомобиля — страховка, обслуживание и ремонт — уже входят в стоимость услуги. Сегодня аренда грузовых автомобилей набирает популярность на рынке тяжёлого коммерческого транспорта в основном для тех клиентов, кто готов демонстрировать новый подход к управлению грузовым парком. На растущем рынке, когда конкуренция становится сильнее, крупные и небольшие развивающиеся компании демонстрируют новый подход к управлению грузовым парком. На растущем рынке, когда конкуренция становится сильнее, крупные и небольшие развивающиеся компании ориентированы на ведение основного бизнеса, полностью снимая с себя все задачи, связанные с приобретением транспорта в собственность и содержанием автопарка в полной технической готовности. Арендуя грузовые автомобили МАН, клиент не только быстро наращивает свои ресурсы, но и получает возможность развивать новые направления бизнеса, быстрее реагируя на изменения в экономике. В эпоху повышенных скоростей и контроля времени услуга аренды грузового автомобиля повышает гибкость планирования бизнеса клиента и становится решающим фактором при выстраивании новой бизнес-модели.

Для старта и вывода новой услуги аренды на рынок выбран флагман модельного ряда МАН TGX. Благодаря отсутствию первоначального взноса он станет доступен большему числу клиентов. Дальнемагистральный тягач мод. "TGX 4×2" задаёт ориентир высокого уровня топливной эффективности, надёжности и экономичности, в том числе благодаря работе двигателей стандартов Евро-5.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х.А. — Экономическая эффективность грузового автомобиля на электрической тяге 1

АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гуськов В.В., Бойков В.П., Карпиевич Ю.Д., Сушнёв А.А. — Тяговая и динамическая характеристики многоцелевой колёсной машины при движении её по грунтовой поверхности 7

Путинцев С.В., Аникин С.А., Ратников А.С. — Аналитико-расчётное сопоставление гладкой и шероховатой поверхностей трения цилиндра поршневого двигателя с позиций гидродинамики и трибологии 13

Лебедев А.Е., Лебедев Д.В., Ватагин А.А., Павлов А.А. — Устройство для привода толкателей плунжеров топливного насоса высокого давления 17

Румянцев Л.А. — Устройство управления гидромеханической передачей 19

Ватагин А.А., Лебедев А.Е., Павлов А.А. — Аварийный автоматический выключатель аккумуляторной батареи 25

Читатель предлагает

Пожидаев С.П. — Об уточнении Международной системы единиц 26

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Дубовик Е.А. — Анализ деятельности автосервисного предприятия 30

Сливинский Е.В., Корчагин В.А., Ризаева Ю.Н. — Для снижения трудоёмкости замены повреждённого колеса запасным 32

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Казанников О.В. — Восстановление и упрочнение выпускных клапанов ДВС методом электроискрового легирования 34

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном 36

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 27.04.2018. Подписано в печать 13.06.2018.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных *"Chemical Abstracts"*.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.