

дотвращения насыщения последней кислородом разделены гибкой мембраной 4. Пространство над мембраной через обратный клапан 6 воздушным трубопроводом 5 соединено с источником повышенного давления (например, с выходным патрубком турбокомпрессора).

Дизель с расширительной цистерной новой конструкции работает следующим образом.

Перед пуском или во время пуска двигателя воздух из пусковых баллонов после редуцирования по трубопроводу 5 через обратный клапан 6 поступает в верхнюю часть 3 расширительной цистерны. Он воздействует на гибкую мембрану 4, максимальный прогиб которой ограничивает решетка 7, и повышает статическое давление в высокотемпературном контуре системы теплового регулирования.

Для исключения разгерметизации системы охлаждения и обводнения масла в картере дизеля в системе предусмотрены предохранительные клапаны 8 (в воздушной части расширительной цистерны) и 9 (в полости заполнения охлаждающей жидкостью).

Расширительная цистерна связана с системой охлаждения дизеля (например, со всасывающей магистралью циркуляционного насоса высокотемпературного контура и паропроводящими трубками) трубопроводом 10.

После выключения дизеля давление в системе охлаждения остается повышенным (0,2–0,3 МПа, или 2–3 кгс/см²), так как обратный клапан 6 предотвращает утечку воздуха из верхней полости расширительной цистерны. Это исключает вскипание воды из-за

прекращения работы циркуляционного насоса внутреннего контура.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод: перевод автомобильных двигателей на высокотемпературное охлаждение существенно повышает эффективный КПД наддувных дизелей, применяемых не только на грузовых, но и на легковых автомобилях. Особенно в случаях, когда этот перевод сочетается с применением глубокого охлаждения наддувочного воздуха; газораспределительного механизма с увеличенным числом клапанов и оптимизацией фаз газораспределения; совершенствованием принудительного охлаждения поршней, использованием новых конструкционных материалов для их изготовления; моторных масел с повышенной термостойкостью.

Литература

1. Левин М.И. Оптимальный температурный режим в системах охлаждения и требования к автоматическому регулированию температуры: сб. трудов ЦНИДИ / М.И. Левин. — М.; Л.: Mashgiz, 1984. — № 26.
2. Стародомский М.В., Максимов Е.А. Оптимизация температурного состояния дизельных двигателей. — Киев: Наукова думка, 1987. — 168 с.
3. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. — Л.: Машиностроение, 1975. — 224 с.
4. Луканин В.Н., Морозов К.А., Хачиян А.С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. — М.: Высш. школа, 1995. — 368 с.
5. Тимофеев В.Н. Температурный режим двигателей внутреннего сгорания и его регулирование. — Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2008. — 358 с.

УДК 656.186/.187.62-59

МЕТОДИКА АНАЛИЗА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА, АДАПТИВНОГО К МЕХАНИЧЕСКОЙ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЕ

Канд. техн. наук А.С. МЕЛЬНИКОВ, доктора техн. наук И.С. САЗОНОВ и В.А. КИМ

Белорусско-Российский университет (+ 375. 222. 26-61-00)

Рассматриваются особенности определения параметров дискового тормоза с механическим приводом, адаптивного к механической антиблокировочной системе. Приводится анализ согласования параметров, которые определяют работу АБС, интегрированной в конструкцию дискового тормоза с механическим приводом.

Ключевые слова: определение параметров, адаптивный дисковый тормоз, антиблокировочная система, механический привод.

Melnikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A.

TECHNIQUE OF THE ANALYSIS OF KINEMATIC PARAMETERS OF A DISK BRAKE, ADAPTIVE TO MECHANICAL ANTILOCKING SYSTEM

Features of definition of parameters of a disk brake with a mechanical drive, adaptive to mechanical anti-locking system are considered. The analysis of the coordination of parameters which define work ABS, integrated into a design of a disk brake with a mechanical drive is resulted.

Keywords: definition of parameters, adaptive disk brake, anti-locking system, mechanical drive.

Созданные в Белорусско-Российском университете дисковые тормоза (пат. № 4640, РБ), имеющие механическое нажимное устройство, как показали многочисленные эксперименты, обладают высокими надежностью и эффективностью, что

позволяет устанавливать их на различные типы транспортных средств, начиная от мотоцикла ММВЗ-3.113 и кончая самосвалом БелАЗ-75570. Причем по конструктивному исполнению эти тормозные механизмы различаются лишь силовыми и кинематическими параметрами.

Поэтому методика определения таких тормозных систем в комплекте с механическими же АБС должна, по мнению авторов, представлять определенный интерес. Рассмотрим эту методику.

Последовательность (алгоритм) предлагаемого расчета включает (рис. 1) шесть этапов.

Первый из них — формирование исходных данных, необходимых для определения параметров тормоза. Это тормозные моменты на переднем (M_1) и заднем (M_2) колесах мотоцикла. Они получены на основе функционального его расчета [1] для мотоцикла ММВЗ и составляют: $M_1 = 397,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_2 = 348,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Им соответствует нажимное (осевое) усилие $N = 6523 \text{ Н}$, нормированное усилие на рукоятке переднего тормоза $Q = 196 \text{ Н}$, а также передаточное число приводной рукоятки или педали $i = 3,46$.

На втором этапе расчета определяются кинематические параметры нажимного устройства тормоза: шаг P резьбы, число Z заходов, ход S и угол β ее подъема. (Такая очеред-

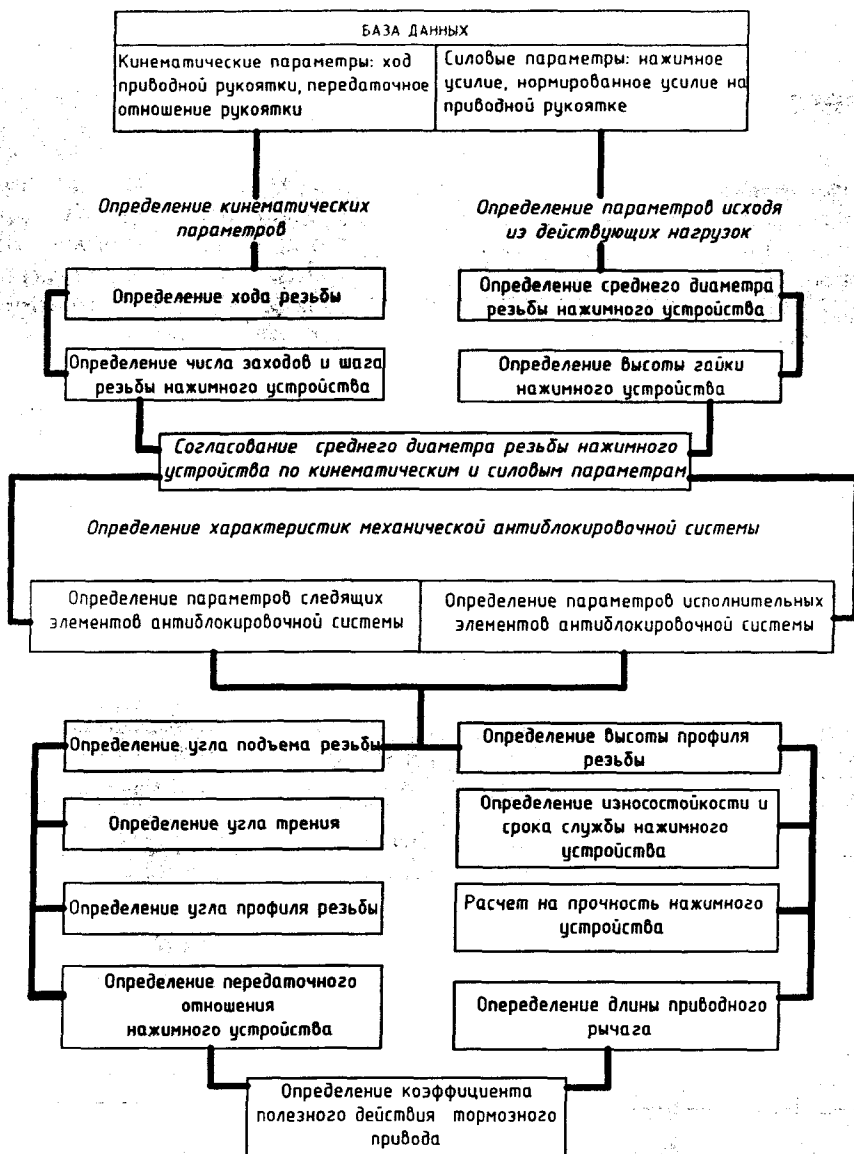


Рис. 1. Алгоритм расчета параметров дискового тормоза с механическим приводом, адаптивного к механической АБС

ность их расчета объясняется тем, что возникает необходимость кинематического согласования перемещения (0,1—0,3 мм) тормозных колодок к тормозному диску с нормированным перемещением приводного рычага, расположенного на руле, и его передаточным отношением.)

Перемещение рычага винта, создающего нажимное усилие, зависит от хода S резьбы, который, в свою очередь, зависит от ее шага и числа заходов. Расчетное значение S , обеспечивающее необходимое прижатие тормозных колодок к диску при заданном угле поворота рычага и передаточном отношении приводной рукоятки, для мотоцикла ММВ3 составляет 7,2 мм при числе заходов $Z = 3$ и шаге резьбы $P = 2,4$ мм.

Третий этап — определение среднего диаметра резьбы (d_{cp}) винтового нажимного устройства: от его значения в значительной степени зависит износостойкость винтового нажимного устройства. Потому можно сказать, что на этом этапе рассчитывается износостойкость нажимного устройства.

Но, к сожалению, существующая методика¹ не позволяет точно подсчитать величину d_{cp} . Например, если находить d_{cp} согласно рекомен-

¹ Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г.И. Мамити, М.С. Льянов; Под общей редакцией доктора техн. наук, проф. Г.И. Мамити. — Владикавказ: Рухс, — 2002. — 218 с.: ил.

дациям, приведенным в известных источниках, то его необходимо выбирать по коэффициенту ψ высоты гайки. Однако рекомендуемые значения ψ находятся в достаточно широких пределах: от 1,2 до 2,5. А это означает, что определить однозначно значение d_{cp} в принципе невозможно: оно окажется либо заниженным, либо завышенным на 28—56,7 %. Кроме того, при использовании традиционной методики возникает необходимость повторения расчетов до тех пор, пока значение d_{cp} будет удовлетворять условию износостойкости резьбы.

Авторы доработали традиционную методику определения d_{cp} . Суть этой доработки — обоснованное предварительное определение d_{cp} и коэффициента ψ по графику зависимости d_{cp} от осевой силы N при различной высоте профиля резьбы h (рис. 2). И делается это довольно просто. Рассчитывается осевая сила N , затем задается значение h и определяется d_{cp} . Например, нажимному усилию (осевой силе) $N = 4000$ Н при рабочей высоте h профиля резьбы, равной 1,45 мм, соответствует (кривая 2) $d_{cp} = 12,9$ мм, а для $N = 5000$ Н при той же рабочей высоте h профиля резьбы — уже 16,1 мм.

Для мотоцикла ММВ3, где в качестве материала для винтовой передачи используется пара "сталь—бронза", допустимое $[p]$ контактное давление в резьбе составляет 20 МПа (200 кгс/см²). Расчет фактического контактного давления для полученного значения среднего диаметра резьбы дал цифру 17,5 МПа (175 кгс/см²). Это означает, что изно-

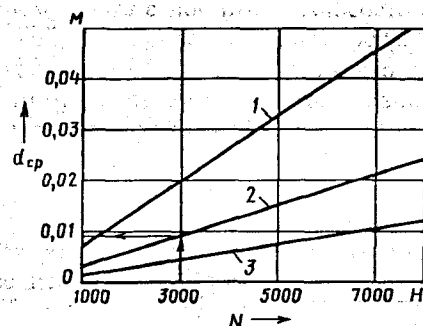


Рис. 2. Зависимость среднего диаметра резьбы от осевой силы и высоты профиля резьбы:
1 — $h = 7$ мм; 2 — $h = 14,5$ мм; 3 — $h = 30$ мм

состояние пары находится в допустимых пределах ($17,5 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}$).

Когда кроме величины нажимного усилия N изменяются рабочий профиль резьбы и число Z ее заходов, то $d_{\text{ср}}$ винтовой передачи нажимного устройства уточняется по зависимостям, которые приведены на рис. 3. Причем уточняется по числу Z_3 витков, находящихся в зацеплении.

Таким образом, разработанная методика позволяет определить $d_{\text{ср}}$ винтовой передачи нажимного устройства дискового тормоза нового типа при различных значениях нажимных усилий N , рабочей высоты профиля резьбы h и числа Z ее заходов. Расчетные диапазоны изменения этих параметров для мотоцикла ММВЗ: $N = 1000 \div 8000 \text{ Н}$, $h = 0,003 \div 0,023 \text{ м}$ и Z соответствует оптимальным значениям дискового тормоза с винтовым нажимным устройством.

После предварительного определения $d_{\text{ср}}$ значение ψ уточняется. Затем передача заново проверяется на износостойкость по контактному напряжению.

Метод позволяет получить более точные результаты расчета среднего диаметра резьбы винтовой передачи, уменьшая вероятность значительного разброса его размеров.

Четвертый этап — согласование значения $d_{\text{ср}}$ с кинематическим расчетом параметров. В его ходе определяется угол β подъема резьбы в зависимости от значения $d_{\text{ср}}$. Величина этого угла должна удовлетворять одновременно нескольким требованиям, в том числе гарантировать заданное нажимное усилие N при нормированном ходе приводной рукоятки или педали тормозного привода, а также исключить эффект заклинивания. Например, для мотоцикла ММВЗ-3.1135 $\beta = 23^\circ$. (Зависимость момента трения M дискового тормо-

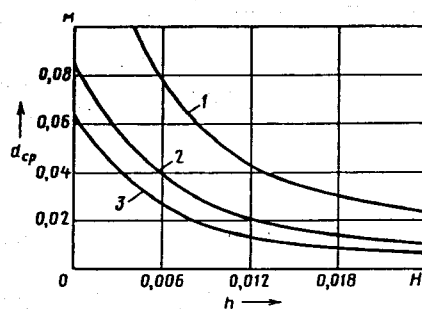


Рис. 3. Зависимость среднего диаметра резьбы от высоты ее профиля и числа витков, находящихся в зацеплении:

1 — $Z_3 = 1,5$; 2 — $Z_3 = 3,375$; 3 — $Z_3 = 5$

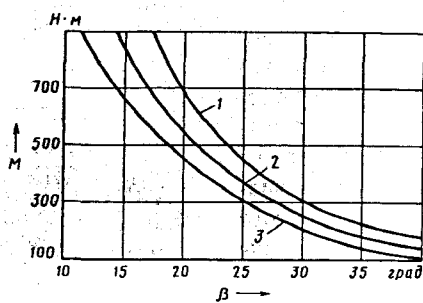


Рис. 4. Зависимость момента трения дискового тормоза от угла подъема резьбы и среднего радиуса трения:

1 — $R_{\text{ср}} = 38 \text{ мм}$; 2 — $R_{\text{ср}} = 210 \text{ мм}$; 3 — $R_{\text{ср}} = 182 \text{ мм}$

за от угла β подъема резьбы при различных значениях среднего радиуса трения $R_{\text{ср}}$ тормозных колодок дана на рис. 4).

Далее, исходя из материалов винтового нажимного устройства, определяются угол ϕ трения в резьбе, передаточное отношение нажимного устройства и привода в целом, а также еще раз уточняются значения $d_{\text{ср}}$, h и H_T (высота гайки).

Пятый этап — согласование параметров тормозного механизма с параметрами элементов механической АБС, включенной в конструкцию тормозного механизма, и оценка воз-

можности ее функционирования. При этом полученные на предыдущих этапах расчета значения параметров тормозного механизма ($d_{\text{ср}}$, P , Z , S и β) согласовываются с такими параметрами механической АБС, как усилие возвратной пружины, а также углы поворота корпуса тормозного механизма и тормозной скобы относительно этого корпуса: углы поворота его корпуса и тормозной скобы должны обеспечивать растормаживание колес, а усилие возвратной пружины — поворот корпуса и тормозной скобы при действующих в тормозном механизме усилиях.

Шестой этап — окончательный выбор согласованных параметров тормозного механизма, определение длины приводного рычага, расчет на износостойкость и прочность нажимного устройства, а также КПД привода этого механизма (так же, как и для тормозных механизмов любых других типов).

Опыт проектирования дисковых тормозов с механическим приводом, адаптивных к механической же АБС, показал, что по рассмотренной выше методике можно более точно, чем по традиционно применяемым методикам, определять кинематические параметры механического нажимного устройства, величину приводного усилия. А это в целом существенно уменьшает материалоемкость проектируемого тормозного механизма и дает возможность избежать ошибок при проектировании, приводящих к отказам тормозного механизма. Что же касается механической АБС, созданной на основе разработанных в Российско-Белорусском университете методов проектирования, то она гораздо проще по конструкции, в несколько раз дешевле электронно-гидравлической АБС. И отличается высочайшей надежностью.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru