

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ПИЛЬГУЙ ВЛАДИМИР БОРИСОВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕМБРАНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ

Специальность 05.22.02 - Автомобили и тракторы

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков 1996



00778297 (1)

Диссертация является р

Работа выполнена на ка
дарственного автомобильно-дорожного технического университета.

Научные руководители: кандидат технических наук,
профессор Туренко А. Н. ,
кандидат технических наук,
доцент Клименко В. И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
доцент Подригало М. А. ,
кандидат технических наук,
доцент Артюшенко А. Д.


Ведущее предприятие: Полтавский автоагрегатный завод.

Защита состоится " 21 " февраля 1996 г. в 10⁰⁰ часов на заседании специализированного Совета Д 02.17.02 при Харьковском государственном автомобильно-дорожном техническом университете по адресу: 310078, Украина, г. Харьков, ул. Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета.

Автореферат разослан " 21 " января 1996 г.

Ученый секретарь специализированного Совета, доктор технических наук, доцент


М. А. Подригало

ЛННБ ім. В. Стефаніка
АН України

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Современное автомобилестроение во многом определяет процесс воспроизводства в экономике страны. Происходит дальнейшее увеличение выпуска автомобилей, развитие семейств автомобильной техники с широким диапазоном полных масс, мощностей двигателей, колесных баз, повышаются технико-экономические показатели автомобильного транспорта.

При этом большое внимание уделяется повышению безопасности движения автомобильного транспорта с целью повышения средних эксплуатационных скоростей, повышения его производительности и снижения как количества, так и тяжести дорожно-транспортных происшествий.

Очевидно, что проблема безопасности движения должна решаться в первую очередь при разработке конструкции автомобиля. При этом наряду с внедрением новейших разработок, связанных с микропроцессорной техникой, остается необходимость совершенствования традиционных систем управления, к которым предъявляются все более жесткие требования.

Необходимость дальнейшего совершенствования тормозных систем автотранспортных средств выдвигает ряд актуальных задач, решение которых требует проведения дальнейших теоретических и экспериментальных исследований. Одной из таких актуальных задач является совершенствование исполнительных механизмов, так как основным фактором, влияющим на быстдействие тормозного привода, помимо пропускной способности пневмоаппаратов и трубопроводов, является объем наполняемой полости. Поэтому правильность выбора параметров исполнительных механизмов оказывает определяющее влияние как на динамику привода, так и на его материалоем-

кость.

Особую актуальность эта проблема приобретает в связи с тенденцией все большего распространения в эксплуатации седельно-прицепных автопоездов, имеющих большое количество исполнительных механизмов, а также в связи с разработкой и применением противоблокировочных устройств, значительно увеличивающих расход сжатого воздуха.

К сожалению, исследованию исполнительных механизмов, а конкретнее - мембранных исполнительных механизмов (МИМ), получивших в последнее время наибольшее распространение, - уделялось не так много внимания, поэтому в настоящий момент отсутствуют приемлемые методики расчета их функциональных и прочностных характеристик, которые можно было бы использовать при расчетах динамической характеристики пневматического тормозного привода (ПП) и при прогнозировании ее изменения в условиях эксплуатации.

Цель работы. Исследование влияния конструктивных параметров на функциональные и прочностные характеристики мембранных исполнительных механизмов автотранспортных средств и разработка методик их функционального и прочностного расчетов.

Объект исследования. Мембранные исполнительные механизмы (тормозные камеры и пружинные энергоаккумуляторы) производства Гродненского и Рославльского автоагрегатных заводов, применяемые в качестве исполнительных механизмов в пневматическом тормозном приводе автомобилей, прицепов и полуприцепов.

Научная новизна. 1. Доказано, что при функциональном расчете МИМ необходимо учитывать: способ закрепления мембраны по внутреннему контуру, форму корпуса, форму края опорного диска,

растяжимость мембраны, величину сил трения между мембраной и опорным диском.

2. Доказана гипотеза о том, что образующая свободной поверхности мембраны под давлением выше 0.1...0.15 МПа близка к части окружности.

3. Разработаны методики

- функционального расчета МИМ;
- прочностного расчета элементов МИМ;
- выбора конфигурации корпуса МИМ;
- подбора геометрических параметров последовательно установленных тарельчатых пружин энергоаккумулятора.

4. Доказано, что для проведения прочностных расчетов опорного диска достаточно учитывать:

- давление сжатого воздуха на площадь опорного диска;
- распределенную по краю опорного диска вертикальную нагрузку от свободной поверхности мембраны;
- распределенный по краю опорного диска восстанавливающий момент от сил трения.

5. Предложены конструкции тормозных камер и пружинных энергоаккумуляторов, защищенные 3 авторскими свидетельствами.

Практическая ценность. В результате теоретических и экспериментальных исследований разработаны методики инженерных расчетов функциональных и прочностных параметров тормозных камер и пружинных энергоаккумуляторов, позволяющие на стадии проектирования подобрать необходимые характеристики исполнительных механизмов при минимальных габаритных размерах; получить исходные данные для расчета ПТП в целом; сократить время проектирования, объем экспериментальных и доводочных работ при создании и мо-

дернизации МИМ.

Реализация работы. Результаты работы внедрены Гродненским заводом автомобильных агрегатов, Кременчугским автомобильным заводом.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях:

- "Повышение эффективности проектирования и испытания автомобилей", - ГПИ, Горький, 1987 г.;

- " XVII Научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов", - АН УССР, Институт проблем машиностроения, Харьков, 1990 г.;

- "Научно-технические и научно-методические сессии института", - ХАДИ, Харьков, 1987-1991 г.

Публикации. По теме диссертации опубликована 1 статья, получены 4 авторских свидетельства, депонировано 3 научно-технических отчета.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы из 120 наименований, 11 приложений и содержит 142 страницы машинописного текста, 86 рисунков, 9 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе сделан обзор конструкций существующих исполнительных механизмов автотранспортных средств (АТС), проведен анализ их соответствия предъявляемым к ним требованиям, сформулированным на основании требований нормативных документов к ППП АТС в целом и проведен анализ работ по исследованию МИМ.

Анализ соответствия нормативным требованиям, предъявляемым к исполнительным механизмам ПТП автотранспортных средств показал, что мембранные исполнительные механизмы в сравнении с поршневыми :

- более технологичны и менее материалоемки , а следовательно , дешевле в производстве ;
- проще в конструктивном отношении;
- имеют лучшие весовые параметры ;
- более долговечны ;
- менее чувствительны к попаданию пыли в штоковую полость;
- имеют высокую герметичность, зависящую только от качества сборки ;
- не требуют проведения периодических разборочно - сборочных и смазочных работ, т.е. дешевле в эксплуатации ;
- имеют меньшие внутренние потери в связи с применением более "мягкой" пружины и отсутствием подвижных трущихся деталей.

Анализ экспериментальных и аналитических исследований функциональных характеристик МИМ (силовых - $N = f(h)$ при $q = \text{const}$ и объемных - $V = f(h)$ при $q = \text{const}$, где N - усилие, снимаемое со штока МИМ; V - объем рабочей полости; h - ход штока; q - давление сжатого воздуха) , показал, что в настоящее время уже имеются необходимые предпосылки для их расчета. К ним можно отнести следующие положения (рис. 1):

1. Силовая характеристика определяется величиной активной площади резинотканевой мембраны, соответствующей эффективному диаметру $D_{\text{эф}}$, при определенной величине хода штока h и давления q в рабочей полости.

2. Величина активной площади зависит от формы (геометрии) свободной поверхности мембраны.

3. На форму свободной поверхности оказывают влияние :

- физические характеристики мембраны;
- толщина мембраны δ (слойность тканевой основы);
- давление в рабочей полости q ;
- соотношение диаметра опорного диска d , диаметра защемления мембраны D и высоты мембраны H ;
- угол наклона боковой поверхности корпуса ;
- ход штока h ;
- радиус закругления края опорного диска r_1 .

Проведенный анализ работ, посвященных разработке методов функционального расчета МИМ, позволил сформулировать задачи данной работы:

- провести теоретические и экспериментальные исследования влияния конструктивных факторов на силовую и объемную характеристики тормозных камер;
- разработать математическую модель тормозной камеры с мембранным силовым элементом;
- разработать методику функционального расчета мембранных исполнительных механизмов;
- разработать методику прочностного расчета основных элементов тормозных камер;
- разработать рекомендации по совершенствованию конструкций тормозных камер и пружинных энергоаккумуляторов.

Во второй главе на основании результатов экспериментальных исследований, доказавших, что под давлением свободная поверхность принимает форму части тора, в радиальном сечении ограни-

ченного частью дуги окружности, за основу была выбрана расчетная модель, предложенная Афанасьевым В. В. для МИМ с жестким защемлением мембраны как по наружному, так и по внутреннему контурам.

Учитывая то, что общее усилие снимаемое со штока МИМ, выражается в виде

$$N = q Fa - N_{пр} , \quad (1)$$

где $Fa = \frac{\pi D_{эф}^2}{4}$ - активная площадь;

$N_{пр}$ - усилие возвратной пружины;

$D_{эф}$ - эффективный диаметр, соответствующий вершине гофра свободной поверхности;

решение задачи расчета эффективного диаметра МИМ с жестким защемлением мембраны по внешнему и внутреннему контурам без учета влияния конфигурации опорного диска и корпуса можно записать в следующем виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sin(\beta)}{\beta} &= \frac{\sqrt{4(H-h)^2 + (D-d)^2}}{2\ell} ; \\ D_{эф} &= D - \frac{\sqrt{4(H-h)^2 + (D-d)^2}}{2 \sin(\beta)} \sin\left(\beta - \arctg\left(\frac{2(H-h)}{D-d}\right)\right). \end{aligned} \right\} (2)$$

Данная система легко решается относительно β методами итераций, что дает возможность, кроме эффективного диаметра, также определить координаты центра и величину радиуса образующей свободной поверхности мембраны r .

Однако, данное решение не является полным, так как дает представление лишь о части силовой характеристики в пределах хода штока от h_1 до h_2 , где h_1 близок к 0, а h_2 к h_{max} (рис. 2).

То есть, полученное решение верно лишь при $\beta \geq \alpha$ (рис. 1). В случае же $\beta < \alpha$ и $\Delta_1 < 0$ расчетный эффективный диаметр больше диаметра заземления D , в связи с чем расчетное усилие будет больше возможного. Поэтому на участке характеристики от 0 до h_1 (рис. 2) необходимо принимать $D_{эф} = D$ (рис. 1), то есть $N = \text{const}$. При $\beta < \alpha$ и $(D - 2\Delta_1) < d$ расчетное усилие также не будет соответствовать действительному, так как в данном случае необходимо рассматривать соотношение векторов сил, действующих со стороны мембраны по краю опорного диска, и распределенной нагрузки на площадь опорного диска. Однако, ввиду того, что в тормозных камерах мембрана свободно опирается на опорный диск, при $(D - 2\Delta_1) < d$ будет соблюдаться равенство углов β и α из-за увеличения длины образующей гофра ℓ за счет средней части мембраны.

Величину вытяжки мембраны предлагается учитывать посредством представления длины ℓ образующей свободной поверхности мембраны в виде

$$\ell = \ell_0 \left(1 + \frac{\Delta L}{L_0} \right), \quad (3)$$

где ℓ_0 - длина образующей свободной поверхности в ненагруженном состоянии;

$$\frac{\Delta L}{L_0} = f(h, q) - \text{относительное приращение длины образующей мембраны.}$$

Выражение зависимости относительного приращения длины образующей мембраны от величины хода штока h и давления q представлено полиномиальной зависимостью, полученной на основании результатов экспериментальных исследований

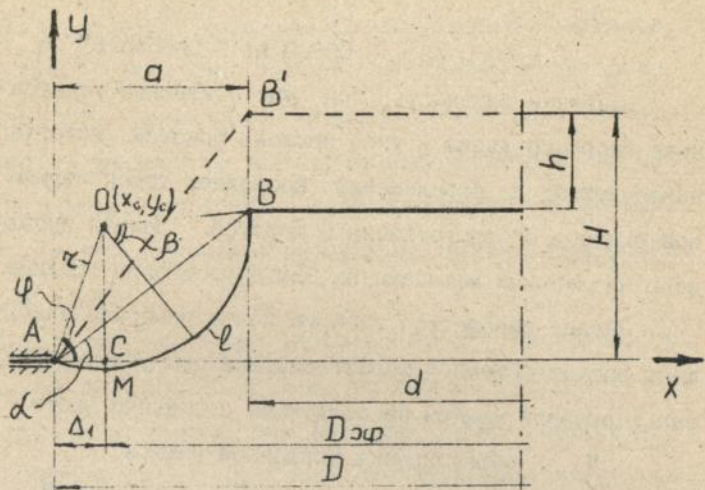


Рис. 1. Расчетная схема тормозной камеры

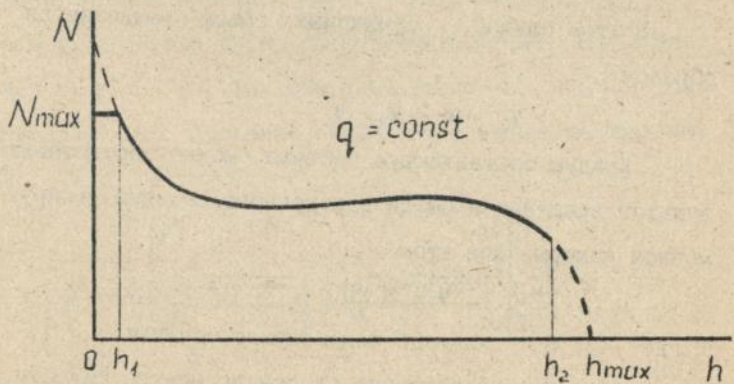


Рис. 2. Область определения силовой характеристики

$$\frac{\Delta L}{L_0} = (0.013 + 0.0026 h + 0.00058 h^2) + (0.0145 - 0.00393 h + 0.000645 h^2) q. \quad (4)$$

Основная трудность при учете влияния радиуса закругления края опорного диска и угла наклона боковой поверхности корпуса заключается в определении координат точек отрыва мембраны от поверхности опорного диска и корпуса. Данная проблема была решена численными методами на ЭВМ в пошаговом режиме.

Знание параметров гибкого пояса мембраны значительно упрощает расчет объемной характеристики при условии разделения объема тормозной камеры на следующие составные части :

V_1 - объем крышки тормозной камеры ;

V_2 - объем усеченного конуса высотой $(H - h)$;

V_3 - объем, образуемый гибким поясом мембраны и условной линией, соединяющей точку заземления мембраны и край опорного диска.

В этом случае , суммарный объем вычисляется следующим образом :

$$V_{\Sigma} = V_1 - V_2 + V_3 \quad (5)$$

Каждую составляющую объема можно представить как результат вращения площади поперечного сечения вокруг оси тормозной камеры, при этом

$$V = S 2\pi \eta, \quad (6)$$

где S - площадь поперечного сечения ;

η - расстояние от оси до центра тяжести сечения.

Сравнение результатов расчета силовой и объемной характеристик с экспериментальными данными показало, что ошибка вычислений не превышает 5%, если учитываются вышеприведенные факторы.

В процессе функционального расчета, были установлены необходимые предпосылки прочностного расчета, являющегося логическим завершением этапа проектирования исполнительных механизмов, как элементов, непосредственно связанных с безопасностью движения. Тем более, что применение методов прочностного расчета позволяет сократить количество долговременных испытаний, на основании которых дается заключение о надежности конструкции МИМ, а это, в свою очередь, значительно снижает время подготовки продукции к производству.

В данной работе разработана методика расчета на прочность соединения опорный диск-шток, которое во-многом определяет надежность всей тормозной камеры. Эта методика может быть также применена для расчета других элементов как тормозных камер, так и пружинных энергоаккумуляторов (крышек, корпусов и др.).

Проведенный анализ методов прочностного расчета привел к выводу о возможности применения в данном случае математического аппарата теории круглых пластин малого прогиба.

Для расчета опорного диска была принята схема нагружения, представленная на рис. 3. Вид опирания диска по внутреннему контуру выбирался на основании результатов экспериментальных исследований.

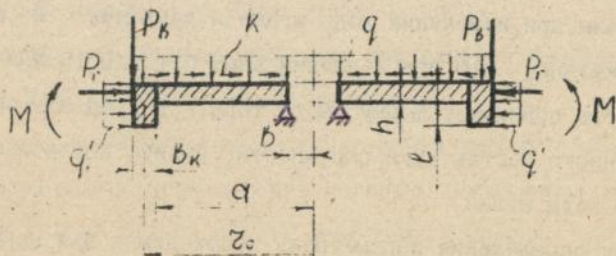


Рис. 3. Схема нагружения плоского опорного диска

Пользуясь принципом суперпозиции, позволяющим определить нагруженность опорного диска отдельно от действия каждого вида нагрузки, сумма которых дает его полную нагруженность, были выведены расчетные формулы, на основании которых было установлено, что при расчете опорного диска на прочность достаточно учитывать три вида нагрузок :

- распределенную по поверхности опорного диска нагрузку q ;
- распределенную по контуру опорного диска нагрузку p ;
- восстанавливающий момент M .

Результаты расчета суммарных окружных σ_θ и радиальных σ_r напряжений от q , p и M показали, что при падении коэффициента трения между мембраной и опорным диском в процессе эксплуатации АТС с 0.7 до 0.4, окружные напряжения увеличиваются на порядок, а это доказывает большое влияние на напряженное состояние опорного диска величины коэффициента трения между мембраной и опорным диском.

В третьей главе изложены методики и представлены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных параметров на силовую и объемную характеристики тормозных камер.

Для подтверждения исходных предпосылок функционального расчета были проведены исследования формы свободной поверхности мембраны при изменении хода штока и давления. В результате было доказано, что при давлении выше 0.1...0.15 МПа свободная поверхность принимает форму части тора, в радиальном сечении ограниченной частью дуги окружности, радиус которой зависит от величины хода штока.

Для определения параметров, необходимых для корректировки методики функционального расчета были проведены исследования

изменения полной длины образующей мембраны. В результате обработки экспериментальных данных было получено, представленное выше, выражение зависимости относительного приращения длины образующей мембраны от величины хода штока и давления. Также, для выбора исходной расчетной схемы опорного диска при прочностном расчете было исследовано соединение опорный диск-шток и установлено, что при расчетах опорного диска можно принимать схему со свободным опиранием по внутреннему контуру.

Для оценки адекватности расчетных моделей были проведены исследования:

- силовой и объемной характеристик серийных тормозных камер;
- влияния на функциональные характеристики конфигурации опорного диска и корпуса тормозной камеры;
- величины прогиба опорного диска под нагрузкой.

В четвертой главе на основании проведенных выше экспериментальных и теоретических исследований были сделаны некоторые практически важные рекомендации, реализация которых позволит увеличить долговечность мембранного узла и в целом МИМ АТС.

К ним можно отнести :

- 1) равномерное распределение нагрузки по контуру мембраны ;
- 2) предотвращение предельно возможных деформаций мембраны в области заземления и по краю опорного диска ;
- 3) снижение степени изгиба свободной поверхности мембраны ;
- 4) снижение вытяжки мембраны под нагрузкой.

Далее рассмотрены возможные пути решения данных проблем.

Для равномерного распределения нагрузки по контуру мембраны необходимо обеспечить соосность мембраны, опорного диска и корпуса, причем центрирование должно производиться по отношению

к мембране ввиду ее связующего положения. Центрирование соединения мембрана-корпус может быть обеспечено технологическими мероприятиями при сборке МИМ, а соединение мембрана-опорный диск конструктивными: либо при помощи кольцеобразного прилива на внутренней поверхности мембраны, либо за счет изменения начального профиля мембраны (то есть начальная форма мембраны должна соответствовать форме мембраны под нагрузкой).

Вторая конструкция мембранного узла более предпочтительна, так как позволяет снизить как величину деформаций по краю опорного диска и в области защемления мембраны по наружному контуру, так и степень изгиба свободной поверхности мембраны.

В то же время увеличение площади свободной поверхности мембраны приводит к повышению растягивающих усилий, в связи с чем возникает необходимость ограничения радиальной деформации мембраны под нагрузкой благодаря соответствующей форме корпуса. Для реализации потенциальных возможностей мембраны в отношении развиваемого усилия, поперечному сечению корпуса следует придавать форму огибающей свободной поверхности мембраны при различных положениях хода штока.

Разработанная методика функционального расчета позволяет на стадии проектирования определить необходимую форму корпуса тормозной камеры графо-аналитическим методом. В случае задания в процессе функционального расчета достаточно малого шага изменения величины хода штока, получаемые значения координат центра окружности O (рис. 1) дают возможность достаточно легко определить форму поперечного сечения корпуса тормозной камеры.

Особую актуальность проблема нахождения формы корпуса приобретает в связи с применением пружинных энергоаккумуляторов с

мембранным силовым элементом, где необходима реализация максимального усилия развиваемого мембраной в области максимальных прогибов при достаточно длительном нахождении ее под нагрузкой.

Далее были рассмотрены особенности функционального расчета пружинных энергоаккумуляторов с мембранным силовым элементом, результаты которого привели к выводу о том, что для снижения величины давления полного выключения энергоаккумулятора при одновременном удовлетворении требований, предъявляемым к пневматическим тормозным приводам, в их конструкции необходимо предусматривать:

- 1) применение мембраны с увеличенной длиной образующей свободной поверхности и соответствующей форме корпуса, развивающей повышенное усилие в области максимальных прогибов;
- 2) применение опорных дисков с коническим периферийным элементом высотой не более половины высоты мембраны;
- 3) применение тарельчатых пружин имеющих участок характеристики с отрицательной производной (А.с. N 1712676, "Пружинный энергоаккумулятор").

Первые два предложения направлены на увеличение активной площади мембраны.

Третье предложение заключается в последовательной установке цилиндрической и пакета тарельчатых пружин, позволяющей увеличить ход штока энергоаккумулятора без увеличения давления, в связи с чем возникла необходимость разработки и была разработана методика определения геометрических параметров тарельчатых пружин с учетом нормативных требований, предъявляемым к ПТП.

Применение методик прочностного расчета оболочечных конструкций позволяет успешно решать проблему снижения материалоем-

кости элементов исполнительных механизмов. Получаемая в результате картина нагруженности детали приводит иногда к нетрадиционным решениям, внедрение которых дает значительную экономию материалов.

Так, например, в процессе расчета плоского опорного диска было отмечено значительное влияние на его нагруженность величины внешнего восстанавливающего момента и элементарных сил трения, возникающих в результате взаимодействия опорного диска и мембраны.

Величина элементарных сил трения зависит от величины внешнего давления и величины коэффициента трения между опорным диском и мембраной. В процессе эксплуатации величина коэффициента трения значительно снижается в результате процессов старения резиновых обкладок, воздействия низких температур, попадания в штоковую полость пыли, влаги, масла, что приводит к снижению величины восстанавливающего момента и к значительному увеличению нагруженности опорного диска в области соединения его со штоком.

Учитывая вышесказанное, было предложено два способа повышения надежности соединения опорный диск-шток:

- 1) Увеличение сцепления опорного диска и мембраны путем стабилизации коэффициента трения за счет выполнения на поверхности опорного диска неровностей (либо впадин, либо выступов), либо создания напылением поверхности типа "наждачная бумага", препятствующих относительному проскальзыванию опорного диска и мембраны (А. с. N 1735095, "Пневматическая тормозная камера").
- 2) Снижение нагруженности опорного диска в области соединения его со штоком, путем перераспределения напряжений за счет

изменения формы опорного диска (А. с. N 1681067, "Пневматическая тормозная камера").

Как видно , предлагаемые способы не исключают друг друга, но второй способ является более предпочтительным, так как позволяет создать необходимый запас прочности при минимальной материалоемкости.

Суть его заключается в изменении геометрии опорного диска таким образом, чтобы в опасном сечении материал работал не на изгиб, а на сжатие. Этого можно добиться, применив в месте заделки опорного диска конический элемент плавно переходящий к плоскости на периферии.

На рис. 4 показано распределение суммарных радиальных σ_2 и окружных σ_θ напряжений в теле опорного диска тормозной камеры типа 30 при коэффициенте трения $\mu = 0.4$. Из этого рисунка видно, что опорный диск предлагаемой конфигурации в сравнении с плоским опорным диском той же толщины имеет значительный запас прочности. Испытания, проведенные в заводских условиях на ГЗАА, показали, что данная конструкция выдерживает более чем двухкратную кратковременную перегрузку. При этом материалоемкость опорного диска в сборе со штоком снижается с 740 г до 460 г по сравнению с опорным диском толщиной 6 мм. Следует отметить, что экономия в этом случае достигается не только за счет снижения толщины опорного диска, но и за счет укорачивания штока на величину высоты опорного диска.

По разработанной методике были рассчитаны геометрические параметры опорных дисков с коническими элементами для серийных тормозных камер.

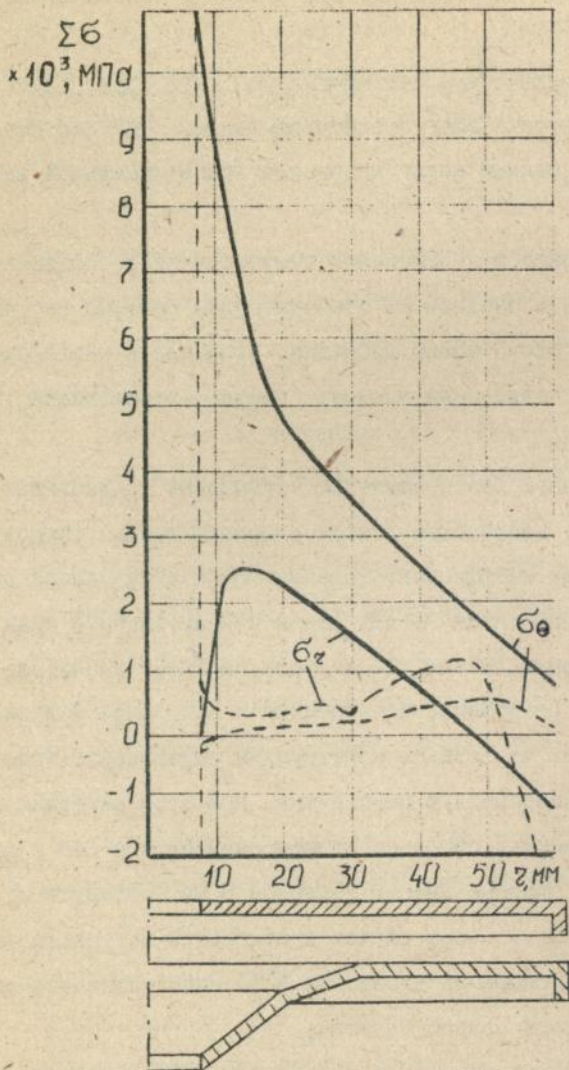


Рис. 4. Суммарные напряжения в теле опорного диска
толщиной 3,2 мм при $\mu = 0,4$

- — — — — плоского;
- - - - - с коническими элементами.

ВЫВОДЫ

1. Теоретически и экспериментально доказано, что при функциональном расчете тормозной камеры необходимо учитывать такие факторы, как способ закрепления мембраны по внутреннему контуру, форму корпуса, форму края опорного диска, растяжимость мембраны, величину сил трения между мембраной и опорным диском. Экспериментально доказана гипотеза о том, что образующая свободной поверхности мембраны под давлением выше 0.1...0.15 МПа близка к части окружности. С учетом указанных параметров разработана математическая модель тормозной камеры с мембранным силовым элементом.

2. Предложены методики расчета силовой и объемной характеристик мембранных исполнительных механизмов типа тормозных камер, которые с достаточной для инженерных расчетов точностью (погрешность не выше 5%) могут быть использованы при проектировании МИМ с любой наперед заданной конфигурацией корпуса и опорного диска.

3. Разработанная методика функционального расчета позволяет проектировать МИМ с заданной силовой характеристикой, варьируя геометрическими параметрами мембраны, опорного диска и корпуса.

4. Предложена методика выбора конфигурации корпуса МИМ, позволяющая получить максимальные усилия на штоке при заданных габаритных размерах корпуса.

5. При расчете нагруженности опорного диска необходимо учитывать силы трения между опорным диском и мембраной. Теоретически доказано, что наибольшее влияние на нагруженность опорного диска оказывают силы трения, действующие по наружному краю

опорного диска.

6. Теоретически и экспериментально доказано, что для проведения прочностных расчетов опорного диска достаточно учитывать следующие внешние нагрузки:

- давление сжатого воздуха на площадь опорного диска;
- распределенную по краю опорного диска вертикальную нагрузку от свободной поверхности мембраны;
- распределенный по краю опорного диска восстанавливающий момент от сил трения.

Разработанная с учетом этих нагрузок методика прочностного расчета может быть использована при проектировании элементов МИМ.

7. На основе анализа нагруженности опорного диска получена его наиболее рациональная форма, позволяющая снизить материалоемкость диска по сравнению с существующими аналогами на 38%. Конструкция опорного диска защищена авторским свидетельством.

8. Для снижения габаритных размеров энергоаккумуляторов с мембранным силовым элементом необходимо:

- использовать опорные диски с коническим периферийным элементом высотой не более половины высоты мембраны;
- применять тарельчатые пружины имеющие участок характеристики с отрицательной производной.

9. Предложена методика подбора геометрических параметров последовательно установленных тарельчатых пружин, применение которых обеспечивает повышенный ход штока энергоаккумулятора и снижает объем питающей части ПТП автотранспортных средств.

Основные положения диссертации отражены в работах:

1. Пильгуй В. Б., Клименко В. И., Туренко А. Н. Расчет нагруженности и обоснование толщины диска тормозной камеры. Рукопись деп. ЦНИИТЭИавтопромом 26.06.1987г., N 1(195), с.110.

2. Пильгуй В. Б., Рыжих Л. А. Оценка толщины опорного диска тормозной камеры на стадии пректирования. // Тезисы докладов и сообщений научно-технической конференции по повышению эффективности и испытания автомобилей. - Горький, 1987. - с. 11.

3. Пильгуй В. Б., Туренко А. Н. Совершенствование мембранных исполнительных механизмов транспортных средств. // Тезисы докладов XVII научно-технической конференции молодых ученых и специалистов. ИГМАШ - Харьков, 1990 г. - с. 27.

4. А. с. N 1370484 СССР, G 01 M 17/00. Стенд для испытания агрегатов пневматических тормозных систем. / В. Б. Пильгуй, А. Н. Туренко, В. И. Клименко, Л. А. Рыжих, С. А. Кудлай. - N 4061711/31-11. Заявлено 06.03.86. Опубликовано 30.01.88. Бюл. N 4.

5. А. с. N 1681067 СССР, F 15 B 15/10. Пневматическая тормозная камера. / В. Б. Пильгуй, А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. А. Богомолов, С. В. Кежун, А. И. Мамончик, Н. А. Махомет. 4643858/29. Заявлено 27.12.88. Опубликовано 30.09.91. Бюл. N 36.

6. А. с. N 1712676 СССР, F 15 B 1/06. Пружинный энергоаккумулятор. / В. Б. Пильгуй, А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. А. Богомолов, Л. А. Рыжих, А. И. Мамончик, О. А. Рубанов. - 4635086/29. Заявлено 09.01.89. Опубликовано 15.02.92. Бюл. N 6.

7. А. с. N 1735095 СССР, B 60 T 13/38. Пневматическая тормозная камера. / В. Б. Пильгуй, А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. А. Богомолов, Л. А. Рыжих, А. И. Мамончик, О. А. Рубанов. - 4796918/11. Заявлено 27.02.90. Опубликовано 23.05.92. Бюл. N 13.

АННОТАЦІЯ

Пільгуй В.Б. Вдосконалення мембранних виконавчих механізмів пневматичного гальмівного приводу автомобілів.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 "Автомобілі і трактори", Харківський державний автомобільно-дорожній технічний університет, Харків, 1995.

В результаті теоретичних і експериментальних досліджень розроблені методики інженерних розрахунків функціональних і міцносних параметрів гальмівних камер і пружинних енергоакумуляторів, дозволяючих на стадії проектування підібрати необхідні характеристики виконавчих механізмів при мінімальних габаритних розмірах; одержати ісходні дані для розрахунку гальмівного приводу в цілому; скоротити час проектування; зменшити об'єм експериментальних і доводочних робіт при побудові і модернізації мембранних виконавчих механізмів.

Ключові слова: пневматичний гальмівний привід, гальмівна камера, пружинний енергоакумулятор, силова характеристика.

ABSTRACT

Pilguy V.B. Improvement of membrane actuating mechanisms of car brake air linkage.

Thesis on the searching of the scientific degree of the Candidate of Sciences (Technology) on the speciality 05.22.02 "Automobiles and Tractors", Kharkov State Automobile-Highway Technical University, Kharkov, 1995.

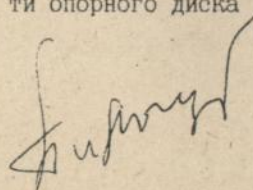
As a result of theoretical and experimental researches, the methods of engineer calculations of functional and hardening parameters of brake chambers and spring accumulators of energy were developed, which make possible to choose the needed characteristics of actuating mechanisms of the minimal overall size during the projecting; to get the initial data for calculation of car brake air linkage in all; to make shorter the time of projecting, the volume of experimental and practical work during the creation and modernization of membrane actuating mechanisms.

Key words: car brake air linkage, brake chamber, spring accumulator of energy, power characteristics.

Пильгуй В. В. Совершенствование мембранных исполнительных механизмов пневматического тормозного привода автомобилей // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук.: Харьков, 1996. - 22 с.

Декларация личного вклада к опубликованным работам
в соавторстве

№ п/п	Поз. сп.	Личный вклад по содержанию	Вклад, %
1	1	Разработка методики прочностного расчета соединения опорный диск-шток МИМ	70
2	2	Уточнение схемы нагружения соединения опорный диск-шток и выделение наиболее действенных нагрузок	80
3	3	Разработка методики функционального расчета	70
4	4	Предложена конструкция систем контроля усилия, развиваемого тормозными камерами и подачи жидкого азота	30
5	5	Предложен способ снижения напряжений в соединении опорный диск-шток	60
6	6	Предложено в конструкции энергоаккумулятора применять тарельчатые пружины	70
7	7	Предложен способ снижения нагруженности опорного диска	80



Под. к печ. Формат 60x80 1/16. Бумага тип. N
Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,2 Усл.кр.-отт. Уч.-изд.л.
Изд. N Тираж 100 экз. Зак. N 307.

ХГАДТУ 310078 Харьков, ул. Петровского, 25

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РЕДАКЦИОННО-ИЗДАТЕЛЬСКИЙ ОТДЕЛ

452970

AB 33.920