

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

ПИЛЬГУЙ ВЛАДИМИР БОРИСОВИЧ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕМБРАННЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЕЙ

Специальность 05.22.02 - Автомобили и тракторы

Автореферт

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Харьков 1996

Диссертация является рукописью.

- 1 -

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Работа выполнена на кафедре автомобилей Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета.

Научные руководители:
кандидат технических наук,
профессор Туриенко А. Н.,
кандидат технических наук,

доктор Клименко В. И.
доктор технических наук,
доктор Подригalo M. A.,
кандидат технических наук,

Официальные оппоненты:
доктор Артюшенко А. Д.
доктор технических наук.

Ведущее предприятие: Полтавский автоагрегатный завод.

Зашита состоится "21" февраля 1996 г. в 10:00 часов на заседании специализированного Совета Л 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.

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 быстroredействие тормозного привода, помимо пропускной способности пневмапаролов и трубопроводов, является объем наполняемой полости. Поэтому правильность выбора параметров исполнительных механизмов оказывает определяющее влияние как на динамику привода, так и на его материалом-

ченый секретарь специализированного Совета, доктор технических наук, лектор

М. А. Подригalo

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, исследование 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 характеристиками пневматического тормозного привода (ПТП) 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 Троллейского 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 мембранных на внутреннем контуру, форму корпуса, форму края опорного диска,

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

2. Доказана гипотеза о том, что образующая свободной поверхности мембранны 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 мембранны;

- распределенный по краю опорного диска восстанавливающий момент от сил трения.

5. Предложены конструкции тормозных камер и пружинных энергоаккумуляторов, защищенные 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-

дерниации ММ.

Реализация работы. Результаты работы внедрены Гройненским 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 ГПП АТС в целом и проведен анализ работ по исследованию ММ.

Анализ соответствия нормативным требованиям, предъявляемым к исполнительным механизмам ГПП 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 ММ (силовых - $N = f(h)$ при $q = const$ и объемных - $V = f(h)$ при $q = const$, где N - усилие, снимаемое со штока ММ; 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 мембранны, соответствующей эффективному диаметру D_{eff} , при определенной величине хода штока h и давления q в рабочей полости.

2. Величина активной площади зависит от формы (геометрии) свободной поверхности мембранны.
3. На форму свободной поверхности оказывают влияние :
- физические характеристики мембранны;
 - толщина мембранны δ (слойность тканевой основы);
 - давление в рабочей полости q ;
 - соотношение диаметра опорного диска d , диаметра защемления мембранны D и высоты мембранны H ;
 - угол наклона боковой поверхности корпуса ;
 - ход штока h ;
 - радиус закрутления края опорного диска r_t .

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, показавших, 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 мембранны как по наружному, так и по внутреннему контурам. Учитывая то, что общее усилие снимаемое со штока МИМ, выражается в виде

$$N = q Fa - N_{pr}, \quad (1)$$

$$\text{где } Fa = \frac{\pi D^2 \phi}{4} - \text{активная площадь};$$

N_{pr} - усилие возвратной пружины;

$D\phi$ - эффективный диаметр, соответствующий вершине гофра свободной поверхности;

решение задачи расчета эффективного диаметра МИМ с жестким защемлением мембранны по внешнему и внутреннему контурам без учета

влияния конфигурации опорного диска и корпуса можно записать в следующем виде

$$\frac{\sin(\beta)}{\beta} = \frac{\sqrt{4(H-h)^2 + (D-d)^2}}{2\ell},$$

$$D\phi = D - \frac{\sqrt{4(H-h)^2 + (D-d)^2}}{2 \sin(\beta)} \sin(\beta - \arctg(\frac{2(H-h)}{D-d})). \quad (2)$$

Данная система легко решается относительно β методами итераций, что дает возможность, кроме эффективного диаметра, также определить координаты центра и величину радиуса обраузющей свободной поверхности мембранны 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 $\beta > \alpha$ (рис. 1). В случае же $\beta < \alpha$ и $D < 0$ расчетный эффективный диаметр больше диаметра защемления D , в связи с чем расчетное усилие будет больше возможного. Поэтому на участке характеристики от 0 до h_1 (рис. 2) необходимо принимать $D_{\text{eff}} = D$ (рис. 1), то есть $N = \text{const}$. При $\beta < \alpha$ и $(D - 2\Delta) < d$ расчетное усилие также не будет соответствовать действительному, так как в данном случае необходимо рассматривать соотношение векторов сил, действующих со стороны мембрани по краю опорного диска, и распределенной нагрузки на площадь опорного диска. Однако, ввиду того, что в тормозных камерах мембрана свободно спирается на опорный диск, при $(D - 2\Delta) < d$ будет соблюдаться равенство углов β и α из-за увеличения длины образующей гофра ℓ за счет средней части мембранны.

Величину вытяжки мембрани предлагается учитывать посредством представления длины ℓ образующей свободной поверхности мембрани 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;

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

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

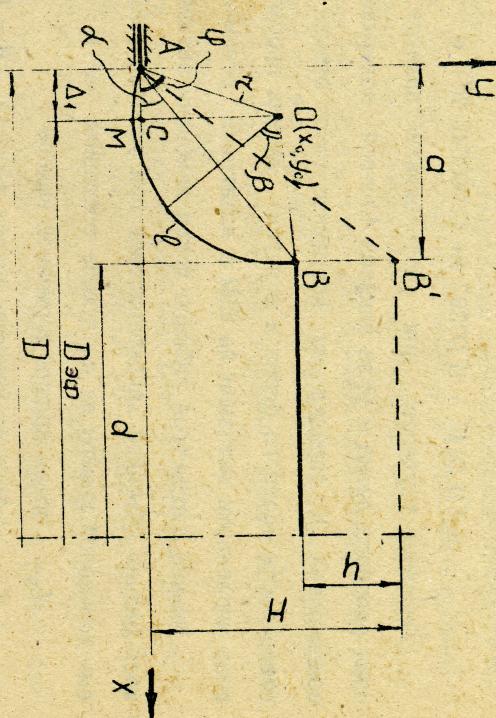


Рис. 1. Расчетная схема тормозной камеры

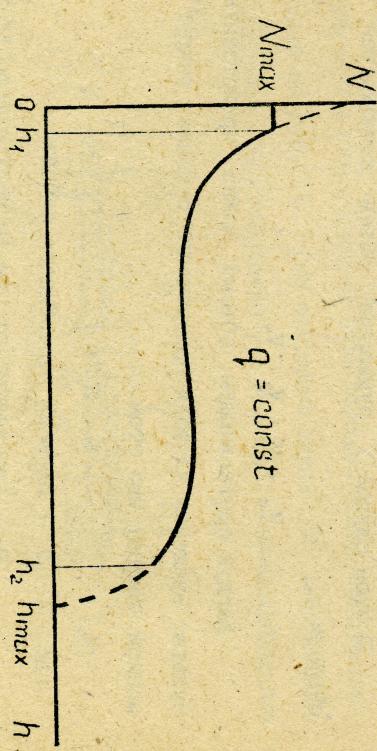


Рис. 2. Область определения силовой характеристики

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

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

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

V_4 - объем крышки тормозной камеры ;

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

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

В этом случае , суммарный объем вычисляется следующим образом :

$$V_1 = V_4 + V_2 + V_3 \quad (5)$$

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

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

где S - площадь поперечного сечения ;

l - расстояние от оси до центра тяжести сечения.

Сравнение результатов расчета силовой и объемной характеристики с экспериментальными данными показало, что ошибка вычислений не превышает 5%, если учитываются вышеуказанные 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 делается заключение о надежности конструкции ММ, 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.

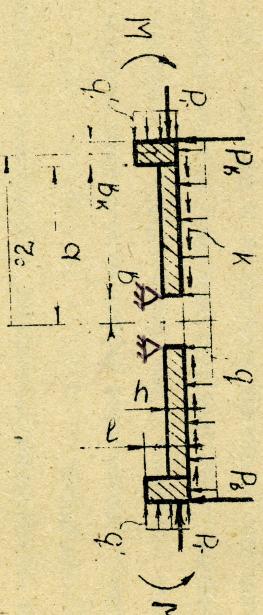


Рис. 3. Схема нагружения плоского опорного диска

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

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

В то же время увеличение площади свободной поверхности мембранны приводит к повышению растягивающих усилий, в связи с чем возникает необходимость ограничения радиальной деформации мембранны под нагрузкой благодаря соответствующей форме корпуса. Для реализации потенциальных возможностей мембранны в отношении развивающегося усилия, поперечному сечению корпуса следует придавать формугибающей свободной поверхности мембранны 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 О (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 развивающегося мембрани 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 мембрани 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 мембрани;
- 3) применение тарельчатых пружин имеющих участок характеристики с отрицательной производной (А. С. № 1712676, "Пружинный энергоаккумулятор").

Первые два предложения направлены на увеличение активной площади мембрани.

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, предъявляемых к ИПП.

Применение методик прочностного расчета оболочечных конс-трукций позволяет успешно решать проблему снижения материала-

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 мембранны.

Величина элементарных сил трения зависит от величины внешнего давления и величины коэффициента трения между опорным диском и мембраний. 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 восстанавливющего 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 сплеления опорного диска и мембрани 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 мембрани (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 ЗО 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 ГЗА, 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 укорочивания штока на величину высоты опорного диска.

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

ВЫВОДЫ

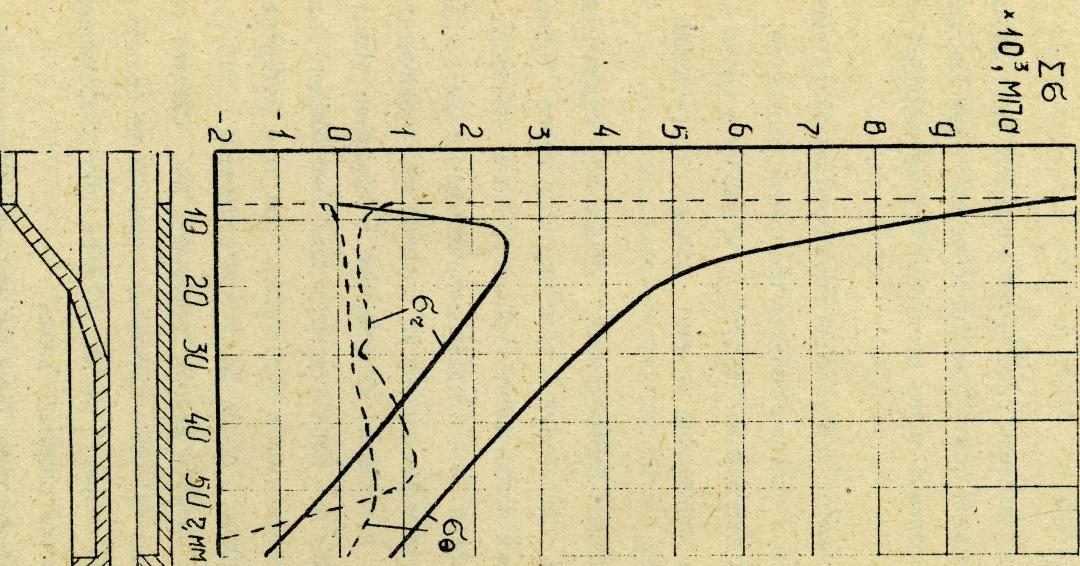


Рис. 4. Суммарные напряжения в теле опорного диске толщиной 3,2 мм при $\mu' = 0,4$

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

1. Теоретически и экспериментально доказано, что при функциональном расчете тормозной камеры необходимо учитывать такие факторы, как способ закрепления мембранны по внутреннему контуру, форму корпуса, форму края опорного диска, растяжимость мембранны, величину сил трения между мембраной и опорным диском. Экспериментально доказана гипотеза о том, что образующая свободной поверхности мембранны 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 характеристики 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 наследственной конфигурацией корпуса и опорного диска.
3. Разработанная методика функционального расчета позволяет проектировать МИМ с заданной силовой характеристикой, варьируя геометрическими параметрами мембранны, 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 мембранны. 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 мембранны;
 - распределенный по краю опорного диска восстанавливающий момент от сил трения.
- Разработанная с учетом этих нагрузок методика прочностного расчета может быть использована при проектировании элементов ММД.
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 мембранны;
 - 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 пытаемой части ПП 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. ПНИИЭМавтопромом 26. 05. 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 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 ИПМАШ - Харьков, 1990 г. - с. 27.
4. А. с. N 1370484 СССР, Г 01 М 17/00. Стенд для испытания агрегатов пневматических тормозных систем. / В. Б. Пильгуй, А. Н. Туренко, В. И. Клименко, Л. А. Рыжих, С. А. Куллай. - N 4061711/31 -11. Заявлено 06. 03. 86. Опубликовано 30. 01. 88. Вол. 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. Вол. 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. Вол. N 6.
7. А. с. N 1735095 СССР, В 60 Т 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. Вол. N 19.

Пильгуй В. Б. Вдосконалення мембраних виконавчих механізмів пневматичного гальмівного приводу автомобілів.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата 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 проєктування підібрати необхідні характеристики виконавчих механізмів при мінімальних габаритних розмірах; одержати ісходні дані для розрахунку гальмівного приводу в цілому; скróтити час проєктування; зменшити об'єм експериментальних і доводочних робіт при побудові і модернізації мембраних 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.

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. Б. 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

N п/п	Поз. сп.	Личный вклад по содержанию	Вклад, %
-------	----------	----------------------------	----------

1	1	Розробка методики прочностного расчета соединения опорний диск-шток ММ	70
2	2	Уточнение схемы нагружения соединения опорний диск-шток и выделение наиболее действенных нагрузок	80
3	3	Разработка методики функционального расчета	70
4	4	Предложена конструкция систем контроля усилия, развиваемого тормозными камераами и подачи жидкого азота	30
5	5	Предложен способ снижения напряжений в соединении опорний диск-шток	60
6	6	Предложено в конструкции энергоаккумулятора применять тарельчатые пружины	70
7	7	Предложен способ снижения нагрузности 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 400 экз. Зак. N 307

ХГАПТУ 310078 Харьков. ул. Петровского, 25

ХАРКІВСЬКИЙ ГОСУДАРСТВЕННИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
ТЕХНІЧЕСКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ПЕДАГОГІЧНО-ІЗДАТЕЛЬСКИЙ ОДІЛ