

М П С - Г У У З
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Библиотека ДИИТ

Инженер А.С. ОСИПОВ

2803a
НЕКОТОРЫЕ МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ СИЛОВЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦИОННЫХ ПОГЛОЩАЮ-
ЩИХ АППАРАТОВ АВТОСЦЕПКИ.

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск

1966

Работа выполнена в Брянском институте транспортного
машиностроения.

НТБ
ДНУЖТ

М П С - Г У У З

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Инженер А.С. ОСИПОВ

НЕКОТОРЫЕ МЕТОДЫ УЛУЧШЕНИЯ СИЛОВЫХ
ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦИОННЫХ ПОГЛОЩАЮ-
ЩИХ АППАРАТОВ АВТОСЦЕПКИ

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор
Л.Н. НИКОЛЬСКИЙ

Днепропетровск

1966

2803a

Публичная защита диссертации состоится
на заседании Ученого Совета *6 октября* 1966г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения,
интересующихся темой диссертации, принять участие в
заседании Ученого Совета или прислать свои отзывы о
работе по адресу: Днепропетровск, 10, Университетская, 2,
институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправки автореферата *9 сент.* 1966г.

НТБ
ДНУЖТ

ВВЕДЕНИЕ

Повышение грузоподъемности вагонов, увеличение веса поездов и скоростей их движения, интенсификация маневровых операций являются одним из основных направлений развития железнодорожного транспорта Советского Союза.

В связи с этим особенно актуальной становится задача усовершенствования поглощающих аппаратов автосцепки /амортизаторов удара/, и в первую очередь возникает необходимость улучшения силовых характеристик и повышения эффективности этих аппаратов.

В настоящее время на железнодорожном транспорте наибольшее распространение получили ф р и к ц и о н н ы е поглощающие аппараты, которые обладают сравнительно большой эффективностью, просты по конструкции и весьма удобны в эксплуатации. Однако, как показали многочисленные исследования, в свойствах существующих фрикционных аппаратов имеются серьезные недостатки, которые заметно снижают надежность их работы.

Так, проведенные в 1960-61 г.г. сравнительные испытания шести типов поглощающих аппаратов Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта / ЦНИИ МПС / совместно с Днепропетровским институтом инженеров транспорта / ДИИТ/ и Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения / ВНИИВ/ показали, что при соударениях вагонов весом 85 т. со скоростями $5 \div 6$ км/ч все испытанные аппараты сжимались полностью /выключались/.

Вследствие этого при увеличении скорости соударения до 8 км/ч величины возникающих продольных усилий превышали 200 т / за исключением варианта испытаний с кольцевыми аппаратами/. Кроме того, было обнаружено, что работа серийного аппарата Ш-1-Т характеризуется низкой стабильностью; при одном и том же ходе сила сопротивления амортизатора может отличаться в $2 \div 3$ раза.

Аналогичные результаты были получены в 1965 году при приемочных испытаниях опытно-промышленных образцов поглощающих аппаратов двух типов.

Публичная защита диссертации состоится
на заседании Ученого Совета *6 октября* 1966г.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения,
интересующихся темой диссертации, принять участие в
заседании Ученого Совета или прислать свои отзывы о
работе по адресу: Днепропетровск, 10, Университетская, 2,
институт инженеров железнодорожного транспорта.

Дата отправки автореферата *9 сент.* 1966г.

НТБ
ДНУЖТ

Повышение грузоподъемности вагонов, увеличение веса поездов и скоростей их движения, интенсификация маневровых операций являются одним из основных направлений развития железнодорожного транспорта Советского Союза.

В связи с этим особенно актуальной становится задача усовершенствования поглощающих аппаратов автосцепки /амортизаторов удара/, и в первую очередь возникает необходимость улучшения силовых характеристик и повышения эффективности этих аппаратов.

В настоящее время на железнодорожном транспорте наибольшее распространение получили фрикционные поглощающие аппараты, которые обладают сравнительно большой эффективностью, просты по конструкции и весьма удобны в эксплуатации. Однако, как показали многочисленные исследования, в свойствах существующих фрикционных аппаратов имеются серьезные недостатки, которые заметно снижают надежность их работы.

Так, проведенные в 1960-61 г.г. сравнительные испытания шести типов поглощающих аппаратов Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта / ЦНИИ МПС / совместно с Днепропетровским институтом инженеров транспорта / ДИИТ/ и Всесоюзным научно-исследовательским институтом вагоностроения / ВНИИВ/ показали, что при соударениях вагонов весом 85 т. со скоростями $5 \div 6$ км/ч все испытанные аппараты сжимались полностью /выключались/.

Вследствие этого при увеличении скорости соударения до 8 км/ч величины возникающих продольных усилий превышали 200 т / за исключением варианта испытаний с кольцевыми аппаратами/. Кроме того, было обнаружено, что работа серийного аппарата Ш-1-Т характеризуется низкой стабильностью; при одном и том же ходе сила сопротивления амортизатора может отличаться в $2 \div 3$ раза.

Аналогичные результаты были получены в 1965 году при приемочных испытаниях опытно-промышленных образцов поглощающих аппаратов двух типов.

Опыты показали, что применяемые в настоящее время поглощающие аппараты автосцепки по своим силовым характеристикам и эффективности не удовлетворяют требованиям **н о р м** МПС.

Как известно, существующим фрикционным амортизаторам свойственны ж е с т к и е / вогнутые / по форме силовые характеристики $P \approx \varphi(x)$ с коэффициентом полноты $\Pi_{x_{max}}$ при максимальном сжатии x_{max} в большинстве случаев не более $0,30 \div 0,35$. Величина $\Pi_{x_{max}}$ определяется из следующего выражения:

$$\Pi_{x_{max}} = \frac{\mathcal{E}}{P_{max} \cdot x_{max}}, \quad (1)$$

где \mathcal{E} - эффективность аппаратов;

P_{max} - наибольшая сила сопротивления аппарата.

В работах Л.Н. Никольского, В.А. Лазаряна, Л.А. Манашина, Н.А. Панькина и др. особо подчеркивается важность выбора рациональной формы силовых характеристик, т.е. вида функции $P = \varphi(x)$. Указанные авторы отмечают, что наиболее целесообразными следует считать амортизаторы с м я г к о й / выпуклой / или, по крайней мере, л и н е й н о й силовой характеристикой и, следовательно, с $\Pi_{x_{max}} \geq 0,50$. Другой разновидностью амортизаторов с весьма выгодными силовыми характеристиками следовало бы считать, очевидно, такие, у которых интенсивность сопротивления увеличивается с увеличением скорости удара в амортизатор V_0 . Однако, насколько известно, такие фрикционные аппараты до настоящего времени нигде не применялись. В отношении обеспечения выгодных силовых характеристик, как известно, большие возможности имеют гидравлические устройства. Но конструкция гидравлических поглощающих аппаратов оказывается довольно сложной, вследствие чего издержки, связанные с изготовлением и обслуживанием последних, во много раз больше, чем фрикционных.

В связи с этим чрезвычайно важным является исследование возможности создания сравнительно простых фрикционных аппаратов, обладающих выгодными силовыми характеристиками / $\mu_{\max} = 0,50 \dots 0,65$ / и обеспечивающих необходимую в соответствии с нормами МПС эффективность при более высокой стабильности работы. Причем по габаритам они должны быть взаимозаменяемыми с существующими. Особое значение имеет разработка теоретических принципов расчета и конструирования амортизаторов такого типа.

Диссертация посвящена исследованию некоторых методов улучшения силовых характеристик фрикционных аппаратов автоцепки и вопросам практического решения отмеченных выше задач.

Работа содержит теоретический анализ фрикционных систем основных типов существующих амортизаторов и оценку их свойств / глава 1 /; методы улучшения силовых характеристик и повышения стабильности работы амортизаторов, главным образом, в двух направлениях

1. Посредством выполнения фрикционного узла с большим числом секций / главы II-IV /, причем как частный случай многосекционных амортизаторов рассмотрены также аппараты с гранулированным / сыпучим / рабочим телом.

2. Путем разработки нового принципа работы амортизаторов, позволяющего комплексно улучшить основные служебные показатели последних / главы V-VI /.

1. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ СИСТЕМ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В АМОРТИЗАТОРАХ УДАРА.

Несмотря на большое разнообразие в конструкции фрикционных амортизирующих устройств, общим для них является наличие клиновой системы. При заданных геометрических параметрах элементов клиновой системы в зависимости от их фрикционных свойств в процессе сжатия амортизатора на поверхностях трения возникают определенные по величине и направлению силы. Но многочисленные исследования, в том чис-

ле выполненные И.Б. Крагельским, Б.В. Дерягиным, Б.И. Костецким, И.Э. Виноградовой, Л.Н. Никольским, И.В. Селиновым и др. показывают, что в общем случае коэффициенты трения в фрикционных системах не являются величинами постоянными для данных трущихся тел. Они существенно зависят как от режима нагружения и условий трения, так и от конструктивных особенностей элементов фрикционного узла.

Следовательно, при заданных геометрических параметрах и материале трущихся тел на силовые характеристики амортизаторов должны влиять в общем случае двоякого рода факторы:

- 1/ условия внешнего воздействия на амортизатор;
- 2/ особенности конструкции фрикционной системы последнего.

В настоящее время имеется много работ, посвященных исследованию влияния первого рода факторов на фрикционные свойства трущихся пар. Например, Л.Н. Никольский и И.В. Селинов показали, что для определения коэффициентов трения применительно к работе большинства фрикционных амортизаторов удара может быть использована следующая общая зависимость

$$f = \alpha \cdot e^{-\beta v} (p + c)^{-n}, \quad (2)$$

где v — скорость скольжения в м/сек;
 p — давление на трущихся поверхностях в кг/см² ;
 e — основание натуральных логарифмов ;
 α, β, c, n — опытные параметры, зависящие от материала и условий трения.

И.В. Селинов экспериментально установил, что для стальных пар трения в пределах $P = 50 \div 500$ кг/см² коэффициент трения почти не зависит от давления т.е. можно принять $n = 0$ и пользоваться известной формулой

$$f = \alpha \cdot e^{-\beta v}, \quad (3)$$

где: $a = f_0$ - коэффициент трения скольжения в конце удара.

Видно, что при ударном сжатии амортизатора по мере уменьшения скорости скольжения V коэффициент трения увеличивается по закону показательной функции. Вследствие этого даже при постоянных нормальных давлениях между взаимодействующими элементами фрикционного узла возникающие на их поверхности силы трения по ходу амортизатора будут изменяться с возрастающей интенсивностью. Уже одного этого факта было бы достаточно для утверждения, что фрикционным аппаратом со стальными рабочими телами органически присуща жесткая силовая характеристика. Однако, для того, чтобы конкретно судить о величине коэффициента полноты силовых характеристик Π , необходимо знать закономерность изменения упомянутых давлений по ходу амортизатора. Она зависит в основном от особенностей конструкции фрикционной системы, т.е. второго рода отмеченных выше факторов. Эти вопросы настоящего времени сравнительно мало изучены.

Чтобы правильно оценить влияние особенностей конструкции амортизаторов на их силовые характеристики и другие важнейшие эксплуатационные показатели, в диссертации подвергнут исследованию ряд поглощающих аппаратов различных типов. В результате сделан обобщенный вывод, что главное, чем отличаются одни амортизаторы от других, состоит в особенностях конструкции, связанных с принципом создания распорных сил / давлений / в клиновой системе. Установлено, что с увеличением степени участия сил трения в создании упомянутых распорных давлений, как правило, уменьшается полнота силовых характеристик и снижается стабильность работы аппаратов. До сего времени эта особенность при разработке амортизаторов в явной форме не учитывалась.

Имея в виду важность учета отмеченных особенностей при создании новых аппаратов и стремясь в какой-то мере облегчить задачу отыскания наиболее целесообразных схем конструкции последних, автор развил некоторые важные вопросы классификации амортизаторов, разработанные Л.Н. Никольским. Показано, что, говоря о способах распора, нецелесообразно ограничиваться упоминанием лишь видимой разницы в

конструкциях фрикционного узла. Очень важно учитывать ту особенность конструкции клиновой системы, с которой связано соотношение величин различных по своей природе сил, участвующих в распоре клиньев, — сил трения и сил упругости пружин / упругих элементов /. Такой подход к оценке особенностей создания распорных усилий интересен тем, что он прежде всего позволяет получить конкретную количественную связь между способом распора клиньев и качеством работы амортизатора. Кроме того, представляется возможным оперировать сравнительно простым параметром для градации амортизаторов по признаку распора трущихся тел. В качестве упомянутого параметра рекомендована величина, названная нами показателем фрикционности распора клиньев ψ_a и определяемая из следующего выражения

$$\psi_a = \frac{\sum Q}{\sum Q_0} \quad (4)$$

где $\sum Q$ — сумма распорных сил, под действием которых фрикционные элементы производят давление на главные поверхности трения при некотором ходе X ;

$\sum Q_0$ — сумма распорных сил, которые имели бы место в случае отсутствия трения на поверхностях взаимодействия клиньев при том же ходе X

Исходя из величины показателя фрикционности распора ψ_a согласно предлагаемой классификации все амортизаторы подразделены на три категории:

- 1/ с упругим распором ($\psi_a = 1$);
- 2/ с упруго-фрикционным распором ($1 < \psi_a \leq 3$);
- 3/ с фрикционным распором клиньев ($\psi_a > 3$).

Границей между двумя последними категориями служит величина ψ_a , равная трем. Это обусловлено тем, что в результате анализа большого числа модификаций амортизаторов выявлена наиболее характерная для них особенность. Она заключается в том, что независимо по существу от принципиальной схемы конструкции фрикционного узла полнота и стабильность силовых характеристик резко падают, если геометрические параметры клиновой системы выбраны таким образом, что показатель ψ_a

оказывается больше трех. При значении $\psi_a \leq 3$, наоборот, аппараты обладают достаточно высокими эксплуатационными показателями. Учёт этого факта особенно важен для таких пар трения, которые характеризуются сравнительно большим диапазоном изменения коэффициентов трения в эксплуатационных условиях, например, для сочетания сталь-сталь. В этой связи можно отметить, что у аппарата Ш-1-Т ψ_a может изменяться в среднем от 4,5 до 13 и, следовательно, в таких же пределах возможно изменение его силы сопротивления при одном и том же ходе X. Именно этим объясняются свойственные ему малый коэффициент полноты силовых характеристик $P_{x_{\max}} \approx 0,30$ и низкая стабильность работы. По данным, например, С.В. Вершинского, О.Г. Бойчевского, П.Т. Гребенюка, Л.Н. Никольского и В.Г. Кеглина сила сопротивления аппарата Ш-1-Т при одном и том же ходе X может отличаться от удара к удару на $200 \pm 300 \%$.

Таким образом разработка теоретических принципов создания фрикционного узла амортизаторов с минимальным показателем ψ_a и их практическое осуществление / без снижения эффективности / являются важнейшим содержанием проблемы совершенствования поглощающих аппаратов автоцепки. В диссертации показано, что одним из эффективных средств практического решения этой задачи может служить принцип секционирования фрикционных систем.

II. ИССЛЕДОВАНИЕ АМОРТИЗАТОРОВ С БОЛЬШИМ ЧИСЛОМ СЕКЦИЙ

Согласно вышесказанному новые конструкции поглощающих аппаратов должны разрабатываться с минимальным показателем фрикционности распора клиньев ψ_a . По крайней мере желательно, чтобы величина упомянутого показателя была не более 3 ± 4 .

В любой известной конструкции фрикционных амортизаторов уменьшение ψ_a вызывает снижение эффективности.

Так, например, в аппарате типа Ш-1-Т для получения малых значений ψ_a / не более трех-четырех/ необходимо существенно уменьшить угол α на элементах клиновой системы, т.е. до $35^\circ \div 38^\circ$ вместо существующего угла $\alpha = 51^\circ 30'$. Вследствие этого эффективность такого амортизатора в стандартных габаритах была бы снижена более, чем в 2 раза и следовательно, такой амортизатор не удовлетворял бы требованиям норм МПС.

Снижение эффективности, вызванное уменьшением угла α в аппарате типа Ш-1-Т, может быть компенсировано включением в фрикционную систему ряда дополнительных секций, состоящих из клиньев с малыми углами α . Такой подход к конструированию амортизаторов сам по себе не нов. Например, известны двухсекционные поглощающие аппараты автосцепки. Однако, в двухсекционных амортизаторах не проявляются в достаточной мере достоинства, вытекающие из принципа секционирования. Дело в том, что в них для обеспечения необходимой эффективности углы α_1 и α_2 приходится делать такими, что показатель ψ_a каждой из секций оказывается больше четырех, таким образом сохраняется сравнительно высокая чувствительность к изменениям коэффициентов трения. Чтобы коренным образом улучшить свойства аппаратов секционного типа, необходимо выполнить каждую, отдельно взятую, секцию с минимально допустимым значением ψ_a . А эффективность следует обеспечить за счет применения большого числа последовательно расположенных секций.

Автор выполнил ряд исследований, связанных с выбором оптимального числа секций и основных геометрических параметров элементов клиновой системы. На основе теоретического анализа установлено, что амортизаторы со стальными телами трения целесообразно выполнять пятисекционными с углами $\alpha_1 \div \alpha_5$ порядка $30^\circ \div 32^\circ$. Углы $\beta_1 \div \beta_5$ на клиньях при этом можно принимать в пределах от нуля до 10° . Анализ показал, что чувствительность таких амортизаторов к изменению коэффициентов трения незначительна, благодаря чему полнота силовых характеристик и стабильность работы достаточно высокие. Однако по известным причинам в них все же сохраняется тенденция к изменению силы сопротивления по жесткой характеристике. Но многосекционная кон-

струкция замечательна тем, что она позволяет осуществлять работу амортизатора и с "мягкой" силовой характеристикой. Для этого достаточно выполнить угол наклона стенок корпуса к оси аппарата - γ - переменным по высоте рабочей части корпуса так, чтобы одна из секций после определенного хода амортизатора частично или полностью выключалась из фрикционной работы. Упомянутое мероприятие дает возможность поднять полноту силовой характеристики выше 0,5 и повысить эффективность до 8000-9000 кгм при сравнительно малых максимальных силах сопротивления / менее 200 т/.

В Брянском институте транспортного машиностроения / БИТМ / с участием автора разработан, изготовлен и испытан опытный образец многосекционного амортизатора с переменным углом $\gamma = 0 \div 3^\circ$ в натуральную величину. Результаты эксперимента, проведенного на копровой установке Бежицкого сталелитейного завода / БСЗ / с падающим грузом весом 4т, дают основание считать, что описанные принципы как конструкции, так и работы амортизаторов представляют собой один из эффективных методов улучшения рабочих характеристик поглощающих аппаратов автосцепки.

Оказалось возможным еще в большей мере улучшить силовые характеристики поглощающих аппаратов благодаря дальнейшему развитию принципа секционирования фрикционного узла, а именно посредством использования в качестве рабочего тела амортизаторов удара гранулированных /сыпучих/ материалов. Подобные амортизаторы в диссертации рассмотрены как частный случай многосекционных поглощающих аппаратов. Преимущество такого рода амортизаторов состоит в том, что в них очень просто и в более развитой форме осуществляется идея секционирования. Кроме того, обнаружено, что коэффициент трения сыпучего тела о стенки корпуса претерпевает сравнительно меньшие изменения, чем это имеет место в аппаратах с обычными клиньями, а так называемый коэффициент бокового давления сыпучего тела имеет возрастающую зависимость от начальной скорости удара.

V_0 . Как сообщалось в публикациях автора, описанное явление благоприятно сказывается на свойствах амортизатора, так как с ним связано возрастание интенсивности сопротивления и эффективности аппарата с увеличением энергии заданной ударяющей массы M : $\left(\frac{M V_0^2}{2} \right)$. Заметим, что рост коэффициента боко-

го давления и способствующее тому в определенных условиях уменьшение сопротивления срезу в сыпучих телах с увеличением скорости воздействия на них описаны в ряде исследований Р.Л. Зенкова, Н.К. Снятко, М.С. Беряштейна, А.Н. Гольдштейна, В.С. Кима и др., работы которых для автора явились важной предпосылкой в разработке методов расчета и исследования амортизаторов с сыпучим телом.

Идея применения массы мелких тел трения в буферных устройствах была сформулирована еще в 1923 г. в патентах, выданных в Германии.

Однако до настоящего времени нет каких-либо сведений о методах расчета подобных поглощающих устройств.

В диссертации рассмотрены теоретические принципы расчета и конструирования амортизаторов с сыпучим телом двух основных типов, установлены целесообразные соотношения между размерами частиц рабочей массы и корпуса аппарата. Экспериментально изучены закономерности влияния условий работы на поведение амортизаторов и вопросы износа и долговечности последних.

Установлено, что наиболее подходящим гранулированным материалом является стальная или чугунная дробь. Испытания некоторых видов гранулированных пластмасс / капрона и полиэтилена / показали, что при длительных ударных воздействиях частицы постепенно оплавляются и спекаются между собой. В результате этого после снятия нагрузки затрудняется процесс восстановления амортизатора в исходное положение.

Чтобы износ рабочих тел с течением времени не нарушал стабильного взаимодействия между частицами и, как следствие, устойчивой работы амортизаторов, важно выполнить следующее условие

$$\alpha' \geq (8 \div 10)d', \quad (5)$$

где: d' — размер частиц рабочего тела;
 α' — наименьшее расстояние между противоположными стенками корпуса.

Исследованию подвергнуты два варианта конструкции амортизаторов

- 1/ с параллельными стенками корпуса и
- 2/ с местным сопротивлением в рабочей полости.

Используя разработанные Янсеом и Е.А. Гаврашенио методы расчета хранилищ сыпучего тела и вводя в них дополнения, характеризующие условия работы амортизаторов, получены основные расчетные зависимости для обоих упомянутых вариантов. Сила сопротивления амортизатора с параллельными стенками может быть определена с достаточно высокой точностью из следующего выражения:

$$P = P_{np} e^{A'h} = ж (x_0 + x) e^{A'h} \quad (6)$$

где: P_{np} , $ж$, x_0 , x - соответственно сила, жесткость, линейная начальная затяжка и прогиб выталкивающей пружины;
 $A' = \frac{U}{\omega} n_6 f$,
 U - периметр сечения рабочей полости корпуса;
 ω - площадь Π поперечного сечения корпуса;
 h - высота засыпки рабочего тела;
 n_6 и f - соответственно коэффициент бокового давления и коэффициент трения сыпучего тела о стенки корпуса.

Для правильной оценки свойств рабочего тела, проявляющихся в условиях удара в амортизатор, были проведены специальные лабораторные исследования гранулированных материалов на вертикальном копре в режимах, близких к режимам работы поглощающих аппаратов. Исследованию были подвергнуты стальные шары диаметром 2,5 и 4,5 мм и чугунная дробь с размерами 3÷6 мм. _

Экспериментально установлено, что при ударном сжатии амортизатора f и n_6 не являются величинами постоянными. Первый из них - f - зависит как от скорости начала удара V_0 , так и переменной скорости скольжения сыпучего тела относительно корпуса v . Эта зависимость для скоростей удара до 3 м/сек и сочетаний "стальной корпус - стальная дробь" и "стальной корпус - чугунная дробь" может быть описана следующей формулой

$$f = f_{ст} - a v + b v_0, \quad (7)$$

где $a = 0,013 \div 0,018$, сек/м для упомянутых сочетаний
 $b = 0,005 \div 0,008$ сек/м

$f_{ст}$ - квазистатический коэффициент трения.

В среднем $f_{ст} = 0,25 \div 0,27$ Меньшие значения относятся к чугунной дроби.

Испытания показали, что коэффициент бокового давления p_6 для указанных выше сочетаний материалов и значений скорости удара в амортизатор по существу не зависит от скорости перемещения v , но значительно зависит от начальной скорости удара v_0 . Закономерность изменения можно описать следующей зависимостью

$$p_6 = p_{6ст} + c v_0^d, \quad (8)$$

где $p_{6ст}$ - квазистатический коэффициент бокового давления рабочего тела:

c, d - опытные параметры.

Для исследованных материалов они равны:

$p_{6ст} = 0,53 \div 0,58$ / меньшие значения относятся к чугунной дроби /.

$c = 0,080 \div 0,093$ (сек/м)^d

$d = 0,70 \div 0,75$

В большинстве случаев ударного воздействия на амортизатор скорости v_0 небольшие / в нормальных эксплуатационных условиях, как правило, меньше 3 м/сек /. А так как параметры a и b выражения (7) характеризуются также сравнительно малыми величинами, то в первом приближении изменением коэффициента трения f можно пренебречь.

Выявлено, что размеры частиц и высота засыпки рабочего тела практически не влияют на величины f и p_6 .

Специально организованные длительные ударные испытания модели амортизатора показали, что по причине сравнительно большого износа как частиц рабочего тела, так и корпуса - поглощающие аппараты с гранулированным телом характеризуются меньшей долговечностью, чем с обычными клиньями. Необходимо также подчеркнуть следующие две особенности, выявленные при исследовании первого варианта.

1. Выражения / 6 / и / 8 / показывают, что интенсивность сопротивления и, следовательно, эффективность аппарата увеличиваются с увеличением скорости удара v_0 . В этом отношении рассмотренный вариант амортизаторов весьма выгодно

отличается от существующих и по своим свойствам имеет определенную аналогию с гидравлическими аппаратами.

2. В стандартных габаритах поглощающих аппаратов высота засыпки h может быть принята не более 250 мм, а отношение $U : \omega$ рабочей полости выражается весьма малой величиной. Вследствие этого эффект сопротивления и работы амортизатора получается незначительным. Но $U : \omega$ может быть резко увеличено, если поперечное сечение корпуса секционировать таким образом, чтобы аппарат состоял из ряда параллельно работающих более мелких секций, каждая из которых представляет собой малый амортизатор.

Так, например, чтобы обеспечить эффективность $6000 \div 7000$ кгм число поперечных секций должно быть $8 \div 12$ с размерами в поперечнике /диаметром/ соответственно $60 \div 50$ мм. В связи с этим конструкция аппарата значительно усложняется.

Отмеченный недостаток предполагалось устранить посредством введения в рабочую полость "местного сопротивления". В этом случае сила сопротивления аппарата определяется из следующей зависимости /принято, что сечение корпуса и местного сопротивления круглое/:

$$P = P_{np} \cdot \frac{D^2}{d^2} e^{\frac{2}{\delta} f [2n_{\delta\alpha}(H - h_{mc}) + n_{\delta n}(D - d) \operatorname{ctg}(45^\circ - \frac{\varphi}{2})]} \quad , (9)$$

где:

D - диаметр корпуса;

d - диаметр отверстия местного сопротивления;

H - высота корпуса, занятая сыпучим телом;

h_{mc} - высота местного сопротивления;

$n_{\delta\alpha}$ - коэффициент активного бокового давления;

$n_{\delta n}$ - коэффициент пассивного бокового давления;

φ - угол внутреннего трения сыпучего тела.

Остальные обозначения см. на стр. 13

Зависимость /9/ показывает, что, применяя местное сопротивление, можно обеспечить высокую эффективность в сравнительно малых габаритах, поскольку для повышения сопротивления аппарата достаточно уменьшить d , оставляя без изменения объем рабочего тела. Однако с уменьшением d растет сопротивление амортизатора и при обратном ходе: тем самым ухудшаются условия его восстановления.

Кроме того, с уменьшением d снижается стабильность работы, т.к. показатель неустойчивости $K_{1-\bar{n}}$, рассчитанный по методу Л.Н. Никольского и Б.Г. Кеглина, в данном случае выражает-

ся следующей формулой

$$K_{I-II} = \frac{2}{D} [2 n_{\delta\alpha} (H - h_{mc}) + n_{\delta n} (D - d) \operatorname{ctg}(45^\circ - \frac{\varphi}{2})]$$

Таким образом на пути увеличения эффективности аппаратов за счет развития местного сопротивления встречается ряд серьезных ограничений.

Эксперимент показал, что эти ограничения в совокупности с большим износом трущихся тел сильно снижают практическую ценность данного варианта.

Обнаружено, что многосекционные амортизаторы как с обычными клиньями, так и с гранулированным рабочим телом / в основном первого варианта/, отличаются, кроме указанных выше, еще одним положительным качеством. Оно состоит в том, что в этих аппаратах скачки сил, вызываемые автоколебаниями, проявляются намного слабее, чем в односекционных, разумеется, при равной эффективности.

III. ОДИН ИЗ МЕТОДОВ КОМПЛЕКСНОГО УЛУЧШЕНИЯ СЛУЖЕБНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ АППАРАТОВ АВТОСЦЕПКИ.

В предыдущих разделах было показано, что, развивая принципы секционирования фрикционной системы, можно создавать высокоэффективные аппараты с существенным улучшением их силовых характеристик как по форме, так и стабильности. Однако, как показали исследования Л.А. Мавашкина, для любого фрикционного амортизатора характерно такое отрицательное явление, как состояние "застоя" или "анкилозиса". Это состояние проявляется обычно в поездной работе амортизатора, когда после некоторого сжатия X_1 продолжает непрерывно действовать продольная сила, препятствующая его восстановлению.

В распространенных в настоящее время поглощающих аппаратах автосцепки принцип взаимодействия между пружинами и фрикционной системой таков, что последняя играет по существу единственную роль — роль усилителя эффекта сопротивления пружин /упругих элементов/. В связи с этим они относятся к такой категории амортизаторов, у которых воспринимаемая в процессе сжатия энергия выражается величиной, пропорцио-

нальной количеству работы, совершаемой пружинами. Результатом упомянутого принципа взаимодействия является то, что чем больше коэффициент необратимого поглощения энергии или коэффициент передачи ψ , тем шире зона анкилозиса. Величина /широта/ зоны анкилозиса $P_{анк}$ таких амортизаторов определяется из следующей зависимости:

$$P_{анк} = (\psi - \psi_{обр})Ж(\chi_0 + \chi_{ипр}), \quad (10)$$

где: $\psi_{обр}$ - коэффициент передачи при обратном ходе аппарата.

$Ж$ и χ_0 - соответственно жесткость и линейная начальная затяжка выталкивающих /возвратных/ пружин.

$\chi_{ипр}$ - рабочий прогиб пружины, примерно равный величине сжатия аппарата χ_i при некотором установившемся состоянии.

В существующих поглощающих аппаратах значения $P_{анк}$ весьма велики. Например, у серийного аппарата Ш-1-Т $P_{анк}$ может достигать до 100 т и больше. В высокоэффективных многосекционных аппаратах рассмотренных типов $P_{анк}$ может характеризоваться еще большими значениями, чем у Ш-1-Т. Аппараты с развитой зоной анкилозиса, как замечает Л.А. Манашкин, в некоторых режимах поездной работы не в состоянии выполнять функции амортизатора принципиально.

В связи с этим разработка эффективных методов устранения зоны анкилозиса становится чрезвычайно важной задачей.

В диссертации рассмотрен один разработанный автором метод создания принципиально новой категории амортизаторов, который дает возможность поднять эффективность поглощающих аппаратов до 7000 ~ 10 000 кгм при весьма незначительном развитии зоны анкилозиса. Основная сущность его заключается в целесообразном изменении характера взаимодействия между упругими и фрикционными элементами амортизаторов, в результате которого коренным образом видоизменяется роль фрикционной системы. Ход аппарата складывается из двух стадий сжатия. В начальной стадии сжатия $0 < \chi_0 \leq \chi_i$ работа амортизатора осуществляется только за счет деформации упругого элемента, расположенного впереди

фрикционной системы. В этой стадии фрикционная система и выталкивающая пружина в работу не включаются, и они играют пока что единственную роль – роль неподвижной /относительно корпуса / опоры для упомянутого упругого элемента. Сопротивление амортизатора при этом равно

$$P_{x_a < x_1} = J_{yn} (X_{ayn} + X_{yn}), \text{ причем } X_{yn} = X_a ;$$

$$P'_{x_a = x_1} = J_{yn} (X_{ayn} + X_1) \quad (11)$$

Здесь: J_{yn} , X_{ayn} , X_{yn} – соответственно жесткость, линейная начальная затяжка и рабочий прогиб упругого элемента; X_a – ход амортизатора; $P'_{x_a = x_1}$ – сила сопротивления амортизатора в конце первой стадии сжатия.

Во второй стадии сжатия $x_1 < X_a \leq X_{max}$, осуществляемой за счет деформации выталкивающей пружины, работа амортизатора характеризуется в основном работой сил трения, возникающих между корпусом и клиньями, главным образом, под распорным воздействием упругого элемента. Причем взаимодействие фрикционных тел происходит почти с постоянным давлением, возникшем на поверхностях трения в конце первой стадии.

Сила сопротивления амортизатора в диапазоне хода $x_1 < X_a < X_{max}$ определяется из следующей зависимости:

$$P_{x_a > x_1} = J_{yn} [(X_{ayn} + X_1) + (X_a - x_1) \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma] \operatorname{tg} (\gamma + \rho_1) \operatorname{tg} (\alpha + \rho_{всп}) +$$

$$+ J_{пр} (X_{олпр} + X_a - x_1), \quad (12)$$

где: $J_{пр}$ и $X_{олпр}$ – соответственно жесткость, начальная затяжка выталкивающей пружины.

Углы на клиньях и корпусе α и γ в зависимости от величины углов трения $\rho_{всп}$ и ρ_1 могут быть выбраны таким образом, что будет иметь равенство $\operatorname{tg} (\alpha + \rho_{всп}) \operatorname{tg} (\gamma + \rho_1) = 1$

Тогда величина зоны анкилозиса $P_{анк}$ будет равна

$$P_{анк} = J_{пр} (X_{олпр} + X_a - x_1) = P_{пр}, \quad (13)$$

где: $P_{пр}$ – сила выталкивающей пружины, соответствующая ходу аппарата X_a .

В реальных конструкциях $P_{пр}$ характеризуется сравнительно малыми величинами / не более $10 \div 15$ т / , следовательно, мала и зона анкилозиса $P_{анк}$

В диссертации приведены теоретические принципы расчета и конструирования подобных амортизаторов. Выполнен подробный анализ важнейших эксплуатационных показателей. Установлено, что поглощающие аппараты автосцепки, выполненные на базе описанного метода, имеют существенные достоинства по сравнению с основными типами, применяемыми в настоящее время. Приведены результаты экспериментального исследования опытного образца, изготовленного в натуральную величину с $X_{max} = 120$ мм.

Результаты, полученные при испытании аппарата на копро-вой установке БСЗ с падающим грузом весом 4 т характеризуется следующими данными:

При ударе в амортизатор с высоты свободного падения груза копра 700 мм подряд двадцать ударами аппарат сжился в среднем на величину $X_{cp} = 78$ мм; (X_{max} в конструкции 120 мм); силы в конце удара в среднем $P_{cp}^{кон} = 102$ т. Вариационный коэффициент по силе, характеризующий нестабильность работы, оказался равным двум. По данным Б.Г. Кеглина для аппарата Ш-1-Т он равен 12. Полнота силовых характеристик при ходе на 78 мм $\Pi = 0,39$. Экстраполируя силовую характеристику до максимального хода 120 мм, сделан вывод, что $\Pi_{X_{max}=120}$ может возрасти до $0,55 \div 0,60$.

Максимальный ход аппарата при этих испытаниях не достигнут вследствие недостаточной мощности копра. Ожидаемая эффективность аппарата не менее 8000 кгм при максимальной силе P_{max} порядка 150 т.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

По результатам выполненного исследования можно сделать следующие выводы

1. Качество работы фрикционных амортизаторов существенно зависит от способа создания распорных сил в клиновой системе. На основе теоретического анализа большого числа различных модификаций фрикционных амортизаторов выявлена наиболее характерная для них особенность.

Она связана в основном с соотношением величин различных по своей природе сил, участвующих в распоре клиньев — сил трения и сил упругих элементов /пружин/.

Установлено, что увеличение в клиновой системе распорных составляющих за счет сил трения приводит, как правило, к резкому ухудшению силовых характеристик амортизатора.

2. Разработан метод для сравнительной оценки достоинств фрикционного узла различных по конструкции амортизаторов по так называемому показателю фрикционности распора клиньев ψ_a . Последний рекомендован автором как критерий для подразделения амортизаторов по способу распора клиньев на три различные категории 1/ с упругим распором ($\psi_a = 1$); 2/ с упруго-фрикционным распором ($1 < \psi_a \leq 3$) и 3/ с фрикционным распором клиньев ($\psi_a > 3$).

Амортизаторы с показателем фрикционности распора более трех-четырех ($\psi_a > 3 \div 4$) характеризуются низкой стабильностью и малой полнотой силовых характеристик. В частности, аппарат Ш-1-Т относится к III-категории, его неустойчивая работа объясняется высоким значением ψ_a

$$\psi_{a \text{ ш-1-т}} = 4,5 \div 13$$

3. В качестве одного из методов улучшения силовых характеристик поглощающих аппаратов автосцепки с доведением их эффективности до 7000 ÷ 10000 кгм при сохранении габаритов в настоящей работе рассмотрен принцип секционирования фрикционного узла. Такое мероприятие позволяет существенно повысить полноту силовых характеристик и стабильность работы амортизатора, т.к. в таких конструкциях показатель ψ_a каждой отдельной секции характеризуется малой величиной /меньше трех/.

Проведено исследование многосекционных амортизаторов двух типов:

1/ с клиновыми элементами трения и

2/ с гранулированными рабочими телами, представляющими собой более развитую многоклиновую фрикционную систему.

В результате теоретического и экспериментального изучения свойств многосекционных поглощающих аппаратов обоих типов получены основные расчетные зависимости, установлены наиболее целесообразные значения основных геометрических параметров фрикционных элементов и решены задачи, связанные с выбором рода гранулированного рабочего тела и оптимального числа секций.

4. На основании теоретического и экспериментального материала выполнен сравнительный анализ свойств многосекционных амортизаторов и дано их сопоставление с различными типами существующих. Показано, что первые характеризуются гораздо меньшей чувствительностью к изменениям коэффициентов трения, чем, например аппараты Ш-1-Т, Ш-2-Т, " *Милер* ", " *Peerless* " и т.д. Благодаря этому, в частности, у пятисекционных клиновых амортизаторов полнота силовых характеристик $P_{\text{хmax}}$ выражается величиной порядка 0,50, а у Ш-1-Т всего лишь около 0,30. Вариационный коэффициент по силе, характеризующий нестабильность работы, у опытного натурного пятисекционного аппарата по результатам копровых испытаний оказался равным 3,1 %. У Ш-1-Т он равен 12 %.

5. Амортизаторам с гранулированным рабочим телом свойственны весьма выгодные формы силовых характеристик, в их поведении наблюдается заметная аналогия с работой гидравлических аппаратов. Однако для них характерен существенный недостаток — меньшая по сравнению с обычными клиновыми амортизаторами долговечность, являющаяся следствием интенсивного износа как частиц рабочего тела, так и корпуса.

6. Решена принципиально новая задача, связанная с разработкой методов устранения явлений анкилозиса наряду с улучшением всех основных служебных показателей фрикционных амортизаторов

7. Методы и рекомендации, предложенные в настоящей работе, могут служить определенной предпосылкой при решении проблемы дальнейшего снижения продольных сил в поезде.

И з д а н и я

в которых опубликованы материалы диссертации

1. ОСИПОВ А.С. "Исследование амортизаторов удара с применением гранулированных материалов". Журнал "Известия ВУЗов СССР. Машиностроение", №4, 1964.
2. ОСИПОВ А.С. Раздел "Амортизаторы с гранулированным рабочим телом" в книге Л.Н. НИКОЛЬСКОГО - Фрикционные амортизаторы удара Издательство "Машиностроение" 1964.
3. ОСИПОВ А.С. Метод улучшения силовых характеристик фрикционных аппаратов автосцепки. Журнал "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 6, 1965.

НТБ
ДНУЖТ

г.Днепропетровск, ДИИТ, р-принт,зак.№219-200 экз.

Подписано в печати 8.У.П.1966г. БТ 08527

НТБ
ДНУЖТ