

УДК 629.058

ШУКЛИНОВ С.Н., к.т.н., доц., ХНАДУ**УДЕЛЬНОЕ УСИЛИЕ НА ШТОКЕ ВАКУУМНОГО
УСИЛИТЕЛЯ ТОРМОЗОВ**

Запропоновано математичні залежності, що до визначення удільного зусилля на штоку вакуумного підсилювача гальм зі слідкуючим пристроєм який сформовано на основі пружно-еластичного елемента. Дані залежності характеризують удільне зусилля на штоку підсилювача підчас початку його спрацьовування та у слідкуючим режимі дії.

Введение. Следящее действие вакуумного усилителя тормозов обеспечивает следящее устройство, формируемое чаще всего на основе упруго-эластичного диска. Для согласования статической характеристики вакуумного усилителя с характеристикой тормозной системы необходимо обеспечить зазор между поршнем управления и упруго-эластичным диском в момент открытия воздушного клапана. При этом на штоке усилителя формируется начальное усилие непропорциональное усилию на толкателе. Известная зависимость [1], определяющая соотношение между входом и выходом усилителя справедливы только в случае с гидравлическими следящими устройствами или при допущении отсутствия указанного зазора между поршнем управления и упруго-эластичным элементом.

Анализ последних достижений и публикаций. Усилие на штоке вакуумного усилителя при его насыщении по давлению определенное по существующей зависимости [1] на 5-7% меньше значения полученного экспериментально. Погрешность определения усилия на штоке при срабатывании усилителя достигает 40%.

Цель и постановка задачи. Целью данной работы является получение математических зависимостей определяющих удельное усилие на штоке вакуумного усилителя с упруго-эластичным следящим устройством в момент его включения и в режиме следящего действия.

Описание напряженно-деформированного состояния упруго-эластичного элемента и решение задачи. Упруго-эластичный диск расположен в стакане с плоским дном поршне усилителя. Торец управляющего поршня в момент открытия атмосферного клапана расположен на некотором расстоянии от плоскости дна стакана. Удельное усилие на штоке можно определить, рассмотрев силы сопротивления на различных участках стакана (рис. 1). Предположим, что шток зафиксирован и неподвижен. Сопротивление движению поршня создается упруго-эластичным диском, левая часть которого также неподвижна. При этом на правую часть диска, контактирующую с поршнем по кольцевой поверхности дна стакана, действует сжимающее усилие. Таким образом, при наличии зазора между упругим диском и поршнем управления, сжатие диска между поршнем и штоком сопровождается выдавливанием части материала из периферийной части в центральную зону. В результате объем материала в центральной зоне увеличивается, что приводит к вытеснению его в отверстие на встречу управляющему поршню.

Процесс выдавливания упруго-эластичного диска в отверстие можно сравнить с процессом выдавливания металла [2] поскольку при небольших относительных деформациях резина описывается законом Гука [3]. Однако при выдавливании резины изменение формы происходит при упругой деформации, а металла при пластической, поэтому удельное усилие определяется не пределом текучести, а напряжением деформации упруго диска.

Для определения удельного усилия поршня необходимого для выдавливания материала диска в зазор и соответствующего ему удельного усилия на штоке, определяющего зону нечувствительности усилителя, применим «сферическое» поле перемещений (рис. 1)[2]. При этом выделим две «жесткие» зоны 1 и 4, в которых деформации отсутствуют и две деформируемые зоны 2 и 3. Сжатие упруго-эластичного диска происходит за счет действия распределенной нагрузки g , формируемой усилием R_n со стороны поршня и g_u формируемой реакцией поршня R_u . При этом часть материала диска из зоны 2 выдавливается в зону 3. «Жесткая» зона 4 сформирована донной частью стакана поршня и конической поверхностью с углом при вершине 2γ . По мере выдавливания материала из деформируемой зоны 2 в деформируемую зону 3, она пополняется материалом из зоны 1 при этом «жесткая» зона 1 уменьшается.

Давление зоны 1 упруго-эластичного диска на шток, т.е. удельное усилие на штоке определяет выражение

$$p_1 = p_2 - p_{mp}, \quad (1)$$

где p_2 – давление зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1; p_{mp} – давление в зоне 1 упруго-эластичного диска вследствие его трения о стенки отверстия.

Сила трения диска о стенки отверстия

$$P_{mp} = \tau \pi D L, \quad (2)$$

где τ – касательные напряжения между упруго-эластичным диском и цилиндрической поверхностью стакана поршня; D – диаметр штока усилителя; L – длина зоны 1.

Соответственно давление в зоне 1 вследствие трения упругого диска о стенки стакана поршня равно

$$p_{mp} = \frac{4P_{mp}}{\pi D^2} = \frac{4\tau \pi D L}{\pi D^2} = 4\tau \frac{L}{D} = 4\mu_{mp} \sigma \frac{L}{D}, \quad (3)$$

где μ_{mp} – коэффициент трения между диском и стенкой стакана поршня;

σ – нормальные напряжения в зоне 1.

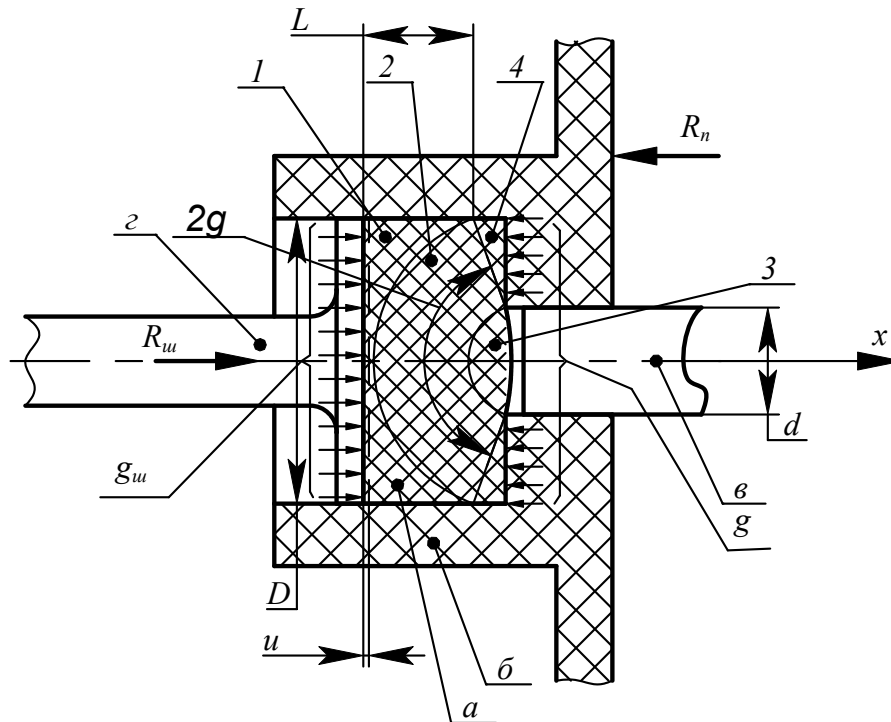


Рисунок 1 – Схема выдавливания упруго-эластичного диска в зазор:
 1, 4 – «жесткие» зоны деформации; 2, 3 – деформируемые зоны; а – упруго-эластичный диск; б – поршень усилителя; в – толкатель; г – шток.

И, следовательно, удельное усилие на штоке

$$p_1 = p_2 - 4\mu_{mp}\sigma \frac{L}{D}. \quad (4)$$

Давление p_2 зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1 определим, пользуясь методом баланса работ. Рассмотрим участок, соответствующий зоне 2, используя сферические координаты ρ, φ и θ (см. рис. 1). Рассматриваемый участок представляет собой шаровой сектор, у которого координата ρ характеризует радиус, а координаты φ и θ углы расположения во взаимно перпендикулярных плоскостях. В качестве левой границы очага деформации приближенно примем поверхность mfn шарового сектора с радиусом b и углом при вершине конуса 2γ . Правой границей будем считать поверхность $m'f'n'$ шарового сектора с радиусом a , с тем же углом при вершине конуса 2γ . Давление на правую границу очага деформации p_3 численно равно напряжению в зоне 3 и определяется относительной деформацией упругого диска. Давление p_2 на левую границу является искомым. Примем, что смещение частиц в очаге деформации зоны 2 происходят по радиусам ρ . Тогда смещения по координатам φ и θ будут равны нулю: $u_\varphi = u_\theta = 0$. Поскольку при деформации буфера происходит относительное перемещение поршня и штока, то для удобства

рассмотрения задачи предположим, что поршень неподвижен, а шток имеет возможность перемещения на встречу поршню.

Уравнение баланса работ при деформации в зоне 2 имеет вид:

$$A_2 = A_d + A_T, \quad (5)$$

где A_2 – работа равнодействующей P_2 активного давления на левую поверхность очага деформации; A_d – работа деформации формы; A_T – работа сил сдвига на конической поверхности разрыва между зонами 2 и 4.

Допустим, что за какой-то весьма малый промежуток времени равнодействующая P_2 , направленная по оси x , осуществит работу на перемещении u_x . Тогда работа A_2 выразится так:

$$A_2 = P_2 \cdot u_x, \quad (6)$$

где u_x – перемещение равнодействующей P_2 вдоль оси x .

Работа деформации упруго-эластичного диска в зоне 2 может быть определена как:

$$A_d = \iiint_V \sigma \varepsilon_i dV, \quad (7)$$

где ε_i – обобщенная деформация в зоне 2; dV – элементарный объем в деформируемой зоне 2.

В общем случае обобщенную деформацию определяет выражение:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_\theta - \varepsilon_\varphi)^2 + (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_\rho)^2 + (\varepsilon_\rho - \varepsilon_\theta)^2},$$

где ε_θ , ε_φ , ε_ρ – деформации по соответствующим сферическим координатам.

Так как в нашем случае $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\varphi$, а $\varepsilon_\theta + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_\rho = 0$, то $\varepsilon_\theta = \varepsilon_\varphi = -0,5\varepsilon_\rho$ и обобщенную деформацию можно представить в виде $\varepsilon_i = \pm\varepsilon_\rho$.

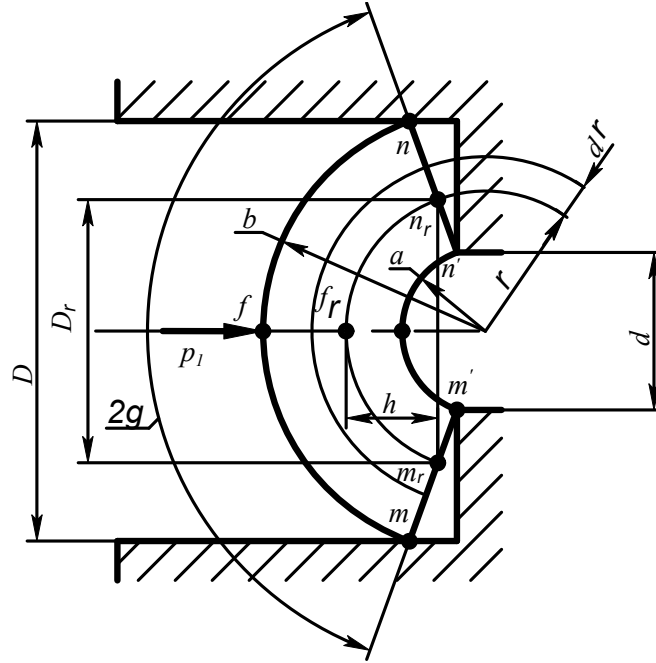


Рисунок 2 – Схема для определения давления p_2 в зоне (условно показана только деформируемая зона 2).

В свою очередь для осесимметричного напряженно-деформированного состояния в цилиндрических координатах деформации равны:

$$\varepsilon_\rho = \frac{du_\rho}{d\rho} \text{ и } \varepsilon_\varphi = \varepsilon_\theta = \frac{u_\rho}{\rho},$$

с учетом приведенных равенств и предположения не сжимаемости материала упругого диска получим:

$$\varepsilon_\theta + \varepsilon_\varphi + \varepsilon_\rho = \frac{du_\rho}{d\rho} + 2\frac{u_\rho}{\rho} = 0. \quad (8)$$

Это уравнение можно представить в виде

$$\frac{d(u_\rho \rho^2)}{d\rho} = 0. \quad (9)$$

После интегрирования уравнения (9), получим равенство

$$u_\rho \rho^2 = f(\varphi). \quad (10)$$

На левой граничной поверхности очага деформации ($\rho = b$) при $\varphi = 0$ перемещение $u_\rho = u_x$.

Следовательно, в точке m радиус $\rho = b$ и $\varphi = 0$

$$f(\varphi) = f(0) \approx u_x b^2. \quad (11)$$

Допустим, что во всех точках левой границы очага деформации перемещение u_ρ не зависит от φ , оставаясь равным произведению $u_x \cdot b^2$.

Тогда

$$u_\rho \rho^2 = u_x \cdot b^2,$$

и, следовательно,

$$u_\rho = u_x \cdot b^2 \cdot \rho^{-2},$$

откуда получим:

$$|\varepsilon_\rho| = \frac{du_\rho}{d\rho} = 2u_x \cdot b^2 \cdot \rho^{-3} = \varepsilon_i. \quad (12)$$

Выделим элементарный объем dV , ограниченный слева и справа сферическими поверхностями с радиусами соответственно ρ и $\rho + d\rho$, а в радиальном направлении конической поверхностью отверстия (см. рис. 2).

Значение этого элементарного объема dV равно произведению площади шарового сегмента $m_\rho f_\rho n_\rho$ на элементарное приращение радиуса $d\rho$. Площадь S_c шарового сегмента $m_\rho f_\rho n_\rho$, определяет формула

$$S_c = 2\pi\rho h, \quad (13)$$

где h – высота шарового сегмента, $h = \rho - \rho \cos \gamma = \rho(1 - \cos \gamma)$.

Следовательно,

$$dV = S_c d\rho = 2\pi(1 - \cos \gamma)\rho^2 d\rho. \quad (14)$$

Таким образом, после подстановки (12) и (14) в уравнение работы деформации (7), получим:

$$A_d = \sigma 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (15)$$

Работа сдвига на конической границе разрыва между зонами 2 и 4, определяется выражением:

$$A_T = \int \int_F \tau_k u_\rho dF, \quad (16)$$

где τ_k – элементарная сила сдвига (напряжение, численно равное касательному напряжению на поверхности разрыва); u_ρ – перемещение вдоль конической поверхности разрыва; $u_\rho = u_x \cdot b^2 \rho^{-2}$; dF – площадь сдвига элементарного объема dV по конической поверхности; $dF = \pi D_\rho d\rho = 2\pi\rho \sin \gamma d\rho$.

После подстановки значений u_ρ и dF в зависимость (16), получим

$$A_T = \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (17)$$

(Напряжение τ_k считаем постоянным, поэтому и выносим его за знак интеграла).

Подставляя в (5) выражения (6), (15) и (17), получим

$$P_2 u_x = \sigma 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho}. \quad (18)$$

Откуда, после интегрирования и деления на перемещение u_x , с учетом, что $2 \ln \frac{b}{a} = \ln \frac{b^2}{a^2}$, имеем

$$P_2 = \left[\tau_k \pi b^2 \sin \gamma + \sigma \cdot 2\pi b^2 (1 - \cos \gamma) \right] \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (19)$$

С учетом того, что (см. рис. 2) $b^2 = \frac{D^2}{4 \sin^2 \gamma} = \frac{D^2}{4(1 - \cos^2 \gamma)}$ и $\frac{b^2}{a^2} = \frac{D^2}{d^2}$, поэтому после деления на площадь штока $F = \frac{\pi D^2}{4}$ получим удельное усилие

$$p_2 = \left(\frac{\tau_k}{\sin \gamma} + \frac{2\sigma}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (20)$$

Представим элементарную силу сдвига τ_k в виде

$$\tau_k = \mu_{mp} \cdot \sigma. \quad (21)$$

Подставляя (21) в (20), получим

$$p_2 = \sigma \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2}. \quad (22)$$

В раскрытом виде компонент формулы (22)

$$\sigma \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} = p_{2mp}, \quad (23)$$

учитывает усилие сдвига между деформируемой зоной 2 и «жесткой» зоной 4. В свою очередь, компонент

$$\sigma \frac{2}{1 + \cos \gamma} \ln \frac{D^2}{d^2} = p_{2o}, \quad (24)$$

определяет удельное усилие, необходимое непосредственно для деформации выдавливания.

Подставив (22) в уравнение (4) получим удельное усилие на штоке усилителя при выдавливании упругого диска в зазор

$$p_1 = \sigma \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{mp} \sigma \frac{L}{D}. \quad (25)$$

Для определения удельного усилия на штоке при выдавливании упругого диска в следящем режиме работы усилителя, воспользуемся схемой представленной на рис. 3.

При деформации (изменении формы) упругого диска уравнение баланса работ для деформируемой зоны 2 примет вид

$$A_{2cl} = A_{Дсл} + A_{Тсл} + A_{3cl}, \quad (26)$$

где A_{3cl} – работа деформирования зоны 3 сил сопротивлений со стороны толкателя (управляющего поршня) в следящем режиме.

Работа деформирования зоны 3 может быть определена как работа изменения объема давлением со стороны зоны 2

$$A_{3cl} = p_2 \Delta V_3, \quad (27)$$

где ΔV_3 – изменение объема деформируемой зоны 3 в следящем режиме работы усилителя.

Поскольку в рассматриваемом случае изменение объема ΔV_3 происходит за счет выдавливания материала из деформируемой зоны 2, при перемещении поршня u_x относительно штока то, следовательно, работа деформирования зоны 3 равна

$$A_{3cl} = p_2 \frac{\pi D^2}{4} u_x. \quad (28)$$

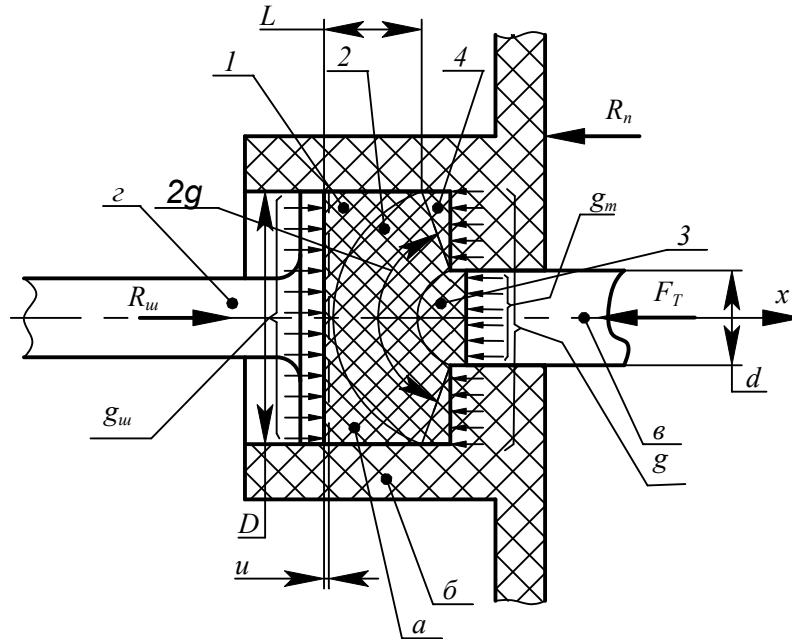


Рисунок 3 – Напряженно-деформированное состояние упруго-эластичного диска в следящем режиме рабочего процесса усилителя (обозначения те же, что и на рис. 1)

С учетом выражений (6), (15), (17), и (28) уравнение (26) примет вид:

$$P_{2cl} u_x = p_2 4\pi u_x b^2 (1 - \cos \gamma) \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + \tau_k 2\pi u_x b^2 \sin \gamma \int_a^b \frac{d\rho}{\rho} + p_2 \frac{\pi D^2}{4} u_x. \quad (29)$$

Из уравнения (29) после очевидных преобразований получим удельное усилие p_{2cl} (давление) зоны 2 упруго-эластичного диска на зону 1 в следящем режиме рабочего процесса усилителя

$$p_{2cl} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right], \quad (30)$$

и, соответствующее удельное усилие на штоке усилителя

$$p_{1cl} = p_2 \left[1 + \left(\frac{\mu_{mp}}{\sin \gamma} + \frac{2}{1 + \cos \gamma} \right) \ln \frac{D^2}{d^2} \right] - 4\mu_{mp} p_2 \frac{L}{D}. \quad (31)$$

При хорошей смазке упруго-эластичного элемента в стакане поршня усилителя угол γ мало отличается от 90 градусов, а расстояние L приближается к толщине диска h , поэтому выражения (25) и (31) могут быть упрощены. Таким образом, удельное усилие на штоке усилителя в момент открытия атмосферного клапана после несложных преобразований может быть определено по зависимости:

$$p_1 = \sigma(2 + \mu_{mp}) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{mp} \sigma \frac{h}{D} \quad (32)$$

Соответственно выражение (30), определяющее удельное усилие на штоке усилителя в режиме следящего действия усилителя с учетом принятых допущений и подстановкой значения p_2 примет вид:

$$p_{1cl} = \sigma(2 + \mu_{mp}) \ln \frac{D^2}{d^2} \left[1 + (2 + \mu_{mp}) \ln \frac{D^2}{d^2} - 4\mu_{mp} \frac{h}{D} \right] \quad (33)$$

Выводы

1. Удельное усилие на штоке усилителя определяется удельным усилием для деформации выдавливания и удельным усилием сдвига на границах деформации и на поверхностях контакта упруго элемента.
2. Полученные зависимости удельного усилия на штоке усилителя являются функцией напряжения деформации формы упруго-эластичного диска, коэффициента трения и соотношения размеров штока и поршня управления.
3. Поскольку относительная деформация формы упруго-эластичного диска и соответственно напряжение деформации определяется объемом полости деформации, расположенной перед поршнем управления, постольку удельное усилие на штоке усилителя в момент его срабатывания зависит от диаметра управляющего поршня и зазора между ним и упругим диском в момент открытия атмосферного клапана вакуумного усилителя.

Список литературы: 1. Шасси автомобиля: атлас конструкций: учебное пособие для вузов / В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский, В.В. Коняшов и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 108 с. 2. Сторожев М.В. Теория обработки металлов давлением: учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп./ М.В. Сторожев, Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1977. – 423 с. 3. Бухина М.Ф. Техническая физика эластомеров / М.Ф. Бухина – М.: Химия, 1984. – 224 с.