

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 623.442

DOI 10.22213/2410-9304-2018-3-4-11

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГИЛЬЗЫ ПРИ ВЫСТРЕЛЕ ИЗ ОРУЖИЯ СО СВОБОДНЫМ ЗАТВОРОМ

С. А. Алексеев, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Одним из элементов, влияющих на безотказность стрелково-пушечного вооружения, являются гильзы боеприпасов, испытывающие знакопеременные нагрузки при выстреле. В оружии со свободным затвором при недостаточной массе затвора возможны поперечные разрывы гильз, которые приводят к трудно устранимым задержкам при стрельбе. Гильза при выстреле находится в сложном напряженном состоянии, испытывая тангенциальные, радиальные и осевые напряжения. Для оценки поперечной прочности гильзы необходимо определить интенсивность напряжений и деформаций в период нарастания внутреннего давления пороховых газов. Напряженно-деформированное состояние (НДС) гильзы определяется внутренним и наружным давлением и осевой силой сопротивления движению со стороны патронника. Процессы внутренней баллистики, динамики движения гильзы с затвором и упругопластической деформации являются взаимосвязанными. Поэтому численное решение этих задач необходимо проводить совместно на каждом шаге по времени. Для определения НДС ввиду неопределенности силы сопротивления со стороны затвора использован обратный способ решения задач упругости и пластичности, согласно которому часть внешних сил и часть перемещений задается, а из условия удовлетворения соответствующих уравнений находятся все остальные неизвестные компоненты НДС. Разработана обобщенная математическая модель выстрела из оружия со свободным затвором, включающая модели внутренней баллистики, модель динамики затвора и модель НДС гильзы. С использованием математической модели создан программный расчетный комплекс «Проект», позволяющий решать ряд проектных задач: расчет параметров движения затвора с учетом реальной силы сопротивления гильзы; расчет силы сопротивления при извлечении гильзы, проверка обеспечения прочности гильзы и прочности деталей механизма извлечения; определение минимальной массы затвора, обеспечивающей прочность гильзы при выстреле.

Ключевые слова: свободный затвор, гильза, прочность, математическая модель.

Введение

Для обеспечения надежности работы механизмов оружия к гильзе предъявляются требования отсутствия при выстреле трещин, надрывов и значительных деформаций корпуса в окружном и осевом направлениях, которые могут привести к разрушению гильзы. При выстреле может произойти как продольный разрыв стенок гильзы, так и поперечный обрыв гильзы. Продольный разрыв гильзы возможен при большом начальном радиальном зазоре между стенками гильзы и патронника, а также вследствие малой жесткости патронника. Для систем с самоотпиранием (со свободным и полусвободным запирающим) продольный разрыв возможен при значительном выдвигании гильзы из патронника при наличии большого внутреннего давления. Учет этих факторов не представляет сложности. Известны рекомендации по выбору начального радиального зазора, а необходимая жесткость патронника определяется при решении задачи Ламе.

Более сложной является задача оценки поперечной прочности гильзы. Поперечный разрыв гильзы приводит к трудно устранимым задерж-

кам при стрельбе. Задача нахождения компонентов напряженно-деформированного состояния (НДС) гильзы является более определенной для систем оружия с «жестким» запирающим канала ствола, когда гильза неподвижна относительно ствола в процессе выстрела. В этом случае, пренебрегая осевым сопротивлением гильзы по сравнению с силой упругости узла запирающего, можно для каждого значения внутреннего давления сразу определить смещение дна гильзы и осевое растяжение стенок гильзы. Существующие методики расчета и проектирования гильз [1–4] были разработаны в период, когда применялись системы с относительно невысоким давлением рабочих газов. По мере разработки систем с увеличенным давлением рабочих газов, с заменой латуни на сталь и биметалл появились случаи нарушения их прочности как следствие образования натягов между корпусом и толстостенным патронником в процессе. Ученными ТулГУ разработаны методики расчета НДС стенок гильз патронов, используемых в высокотемпературных импульсных системах на основе решения задачи термопластичности для полого двухслойного цилиндра [5], [6]. Однако все

эти методики разработаны для случая «жесткого» запирания канала ствола. В случае инерционного запирания канала ствола процесс функционирования гильзы и ее НДС значительно отличается вследствие действия сил трения между гильзой и патронником при движении гильзы. В этом случае процесс движения гильзы оказывает непосредственное влияние на внутрибаллистический процесс и прочность гильзы. Существует приближенная методика расчета силы сопротивления движению гильзы и оценки поперечной прочности гильзы для схемы со свободным затвором [7], однако в силу принятых допущений результаты расчета значительно отличаются от экспериментальных данных.

Принцип инерционного запирания основан на использовании для ограничения смещения гильзы и удержания пороховых газов в стволе за счет инертности затвора (рис. 1) и широко применяется как при создании боевого, так и гражданского спортивно-охотничьего оружия. Схема со свободным затвором используется в большинстве конструкций современных пистолетов-пулеметов, а также самозарядных пистолетов.

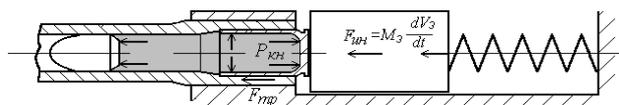


Рис. 1. Схема инерционного запирания канала ствола: $P_{кн}$ – давление в канале ствола, действующее на дно и стенки гильзы; $F_{тр}$ – сила сопротивления (трения) движению гильзы; $F_{ин}$ – сила, обусловленная инертностью массы затвора $M_з$

К настоящему времени с появлением мощных отечественных пистолетных патронов калибра 9×19 и 9×21 встала задача адаптации образцов оружия под новые патроны, требующая их конструкторской доработки и проведения большого объема испытаний, снижение которого возможно при использовании адекватных методик расчета гильз на прочность. Вопросам проектирования систем со свободным затвором с учетом прочности гильзы посвящены работы [8–12]. В этих работах масса свободного затвора назначается из условия сохранения поперечной прочности гильзы. Условием поперечной прочности гильзы принято, что интенсивность напряжений и величина осевого напряжения не превосходят предела прочности материала гильзы.

Процесс функционирования гильзы при выстреле

Рассмотрим решение задачи о поперечной прочности гильзы при выстреле в системах с инерционным запираем с определением НДС стенок гильзы в каждый момент времени. В системах с инерционным запираем осевой зазор между инерционным затвором и дном гильзы отсутствует и двухмассовую систему «гильза – инерционный затвор» при расчете динамики движения можно заменить одномассовой в виде тонкостенного цилиндра с толстым дном, масса которого равна суммарной массе гильзы и затвора $M_з$ (рис. 2).

Корпус гильзы будем рассматривать как трубу переменного сечения, закрытую с одной стороны дном. По боковой поверхности гильза граничит с патронником, который во время выстрела упруго деформируется в радиальном направлении. Корпус гильзы нагружен в радиальном направлении внутренним давлением и осевыми силами трения между гильзой и патронником и давлением на дно гильзы.

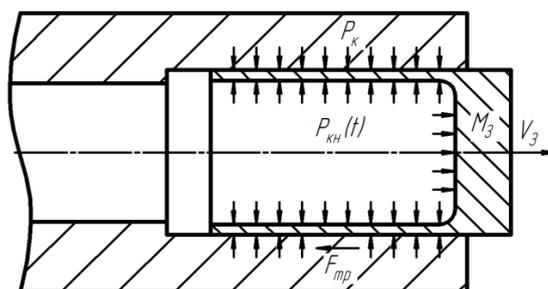


Рис. 2. Схема нагружения гильзы внутренним импульсным давлением $P_{кн}$, наружным контактным давлением со стороны патронника $P_к$ и продольной осевой силой трения $F_{тр}$

Анализ напряжений, возникающих при работе гильзы в ее стенках, показывает, что гильза находится в условиях сложного трехосного НДС. В процессе деформирования гильзы при выстреле основные активные силы, действующие на гильзу, создаются давлением пороховых газов. Радиальная сила упругости со стороны патронника и сила трения также зависят от величины давления. Поэтому можно принять, что в период нарастания давления нагружение гильзы близко к «простому», и главные оси деформаций совпадают с главными осями напряжений, а их направление не изменяется в процессе нагружения. На участке спада давления интенсивность напряжений уменьшается за счет снижения тангенциальных напряжений, поэтому будем рассматривать активную деформацию

в процессе нарастания давления как определяющую прочность гильзы при выстреле.

Рассмотрим процесс функционирования гильзы, который условно можно разбить на несколько периодов. В процессе выстрела НДС гильзы изменяется в соответствии с основными периодами работы гильзы.

В первом периоде гильза расширяется под действием давления пороховых газов до соприкосновения с патронником. Пренебрегая взаимодействием между дульцем гильзы и пулей при распатронировании, можно считать, что гильза испытывает только тангенциальные напряжения растяжения и радиальные напряжения сжатия. Величина тангенциальных напряжений к концу периода определяется величиной диаметрального зазора между гильзой и патронником. К моменту выбора этого зазора стенки гильзы полностью переходят в пластическое состояние. При этом гильза получает незначительные осевые остаточные деформации сжатия.

С момента соприкосновения во втором периоде работы гильза, наряду с продолжающимся расширением совместно с патронником, начинает испытывать осевые напряжения, вызываемые действием сил трения между гильзой и патронником. Под действием этих сил остаточные осевые деформации сжатия переходят в деформации растяжения. Если величина осевых напряжений в каком-либо сечении по длине гильзы превышает предел текучести материала, то деформации растяжения приобретают пластический характер и гильза заклинивается. С момента прижатия гильзы к стенкам патронника начинает действовать сила сопротивления движению гильзы R_{Γ} . Эта сила имеет двойную физическую природу. В случае когда движущая сила превышает силу сопротивления и при этом осевые напряжения в гильзе не превосходят предела упругости материала, происходит движение назад всей гильзы с затвором. Сила сопротивления движению R_{Γ} является в этом случае силой сухого трения гильзы о патронник. В случае если сила трения гильзы больше или равна величине движущей силы, теоретически движение гильзы невозможно, а практически гильза заклинивается в патроннике. Определенная часть гильзы со стороны дульца неподвижна, а дно гильзы под действием давления пороховых газов перемещается вместе с затвором, и гильза получает деформации растяжения на определенном участке ее длины, начиная от флан-

ца. Сила сопротивления R_{Γ} в этом случае является силой осевой деформации гильзы на незаклиненном участке и равна силе трения на этом же участке. Осевая деформация гильзы будет происходить до того момента, пока сила трения не станет меньше, чем движущая сила, при этом начнется движение всей гильзы.

В периоде заклинивания начинается быстрый рост осевых деформаций и напряжений. И если смещение зеркала затвора в этом периоде превосходит допустимую величину, то интенсивность напряжений в опасном сечении достигает величины предела прочности материала и происходит поперечный разрыв гильзы. Для коротких гильз маломощных патронов этот период может отсутствовать. Период заклинивания заканчивается на участке спада внутреннего давления, когда сила трения станет меньше силы осевой деформации гильзы. После расклинивания гильза продолжает движение, испытывая только упругие осевые деформации.

Таким образом, величина и характер силы сопротивления R_{Γ} и поперечная прочность гильзы зависит в первую очередь от характера процесса функционирования гильзы, а именно, от наличия периода заклинивания гильзы в патроннике. Сечение гильзы, в котором возникают наибольшие осевые напряжения, будем считать опасным. С изменением профиля стенок и коэффициента трения опасное сечение может смещаться.

Таким образом, общая модель функционирования гильзы определяется несколькими взаимосвязанными между собой физическими процессами:

- 1) процесс изменения внутреннего давления, нагружающего стенки и дно тонкостенного цилиндра и вызывающего его движение по трубе;
- 2) деформации стенок цилиндра, определяющие силу сопротивления движению цилиндра и его поперечную и продольную прочность;
- 3) продольное движение цилиндра по трубе, влияющее на закон изменения внутреннего давления и величину деформаций стенок цилиндра.

Математическая модель процесса

выстрела из систем со свободным затвором

Обобщенная математическая модель включает в себя математическую модель внутренней баллистики, математическую модель динамики затвора, содержащее силу сопротивления гильзы в явном виде, а также блок расчета напряженно-деформированного состояния гильзы и силы сопротивления гильзы (рис. 3).

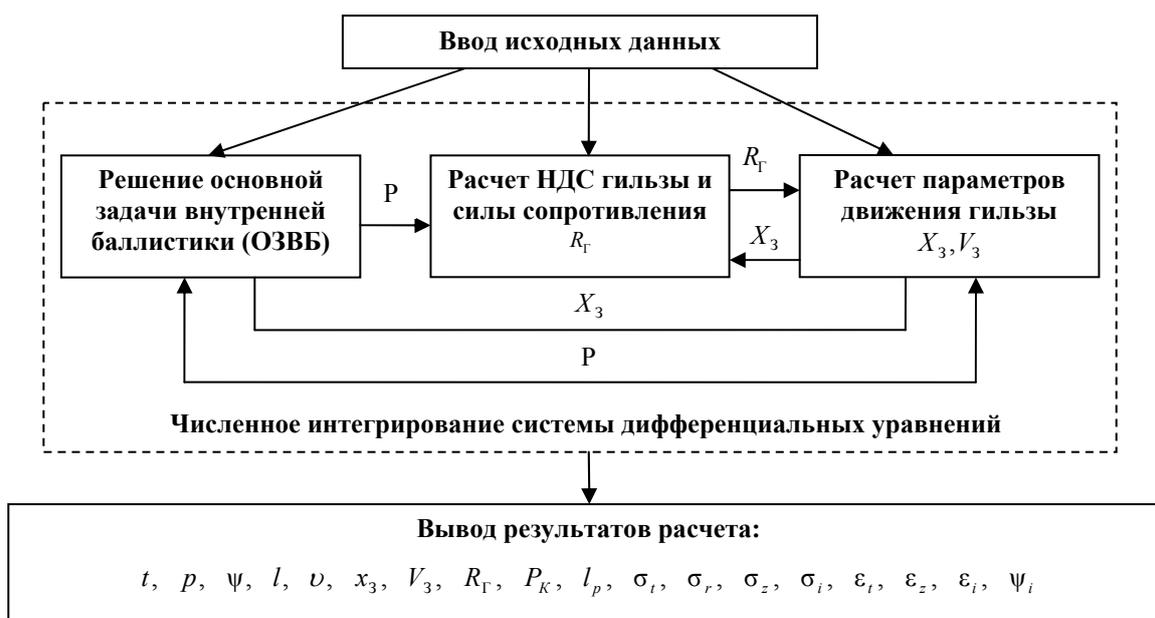


Рис. 3. Блок-схема обобщенной математической модели

В математической модели приняты следующие допущения:

- механические характеристики материала постоянны по длине гильзы;
- влияние прорыва пороховых газов между гильзой и патронником на величину коэффициента трения не учитывается;
- прижатие стенок гильзы к патроннику происходит одновременно по всей длине при среднем давлении соприкосновения P_e ;
- распределение осевых деформаций по длине гильзы прямо пропорционально величине силы трения и обратно пропорционально площади поперечного сечения стенок гильзы;
- материал гильзы несжимаем.

Решение ОЗВБ производится при численном интегрировании основной системы уравнений внутренней баллистики в термодинамической постановке, приведенной к удобному для интегрирования виду [12]. Систему уравнений внутренней баллистики, в которую внесены изменения для учета особенностей схемы со свободным затвором, следует решать совместно с уравнением движения затвора, преобразованного в систему двух уравнений:

$$\frac{dx}{dt} = V_3;$$

$$\frac{dV_3}{dt} = \frac{1}{M_3} (P_{\text{кн}} S_{\text{дн}} - R_{\Gamma}),$$

где x , V_3 – перемещение и скорость затвора, $P_{\text{кн}}$ – давление на дно канала ствола, $S_{\text{дн}}$ – приведенная площадь дна гильзы, R_{Γ} – сила сопротивления движению гильзы.

Математическая модель НДС гильзы при выстреле

Блок расчета компонентов НДС разработан на основе уравнений теории пластичности и упругости. В качестве объекта исследования принят тонкостенный полый цилиндр с толстым дном, расположенный внутри толстостенной трубы и нагруженный с внутренней стороны импульсным давлением рабочих газов (рис. 4). За основу положим деформационную теорию упругопластических деформаций без учета сжимаемости материала. При нагрузке в стенках цилиндра возникают радиальные, осевые и тангенциальные напряжения и соответствующие главные деформации.

Математическое описание НДС представляется в следующем виде [13]:

1. Уравнения равновесия кольцевых элементов цилиндра и трубы в напряжениях имеют вид:

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0 \quad \text{при } r_1 \leq r \leq R_2,$$

где $\sigma_r = \sigma_r(r, t)$ – радиальные напряжения в цилиндре и трубе; $\sigma_t = \sigma_t(r, t)$ – тангенциальные напряжения в слое радиусом r .

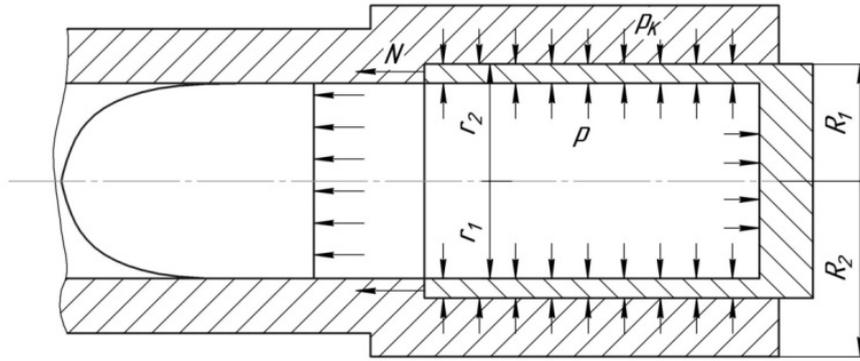


Рис. 4. Расчетная схема нагружения тонкостенного цилиндра (гильзы) с толстым дном: P – внутренне давление пороховых газов; P_k – контактное давление; N – осевая сила взаимодействия гильзы с патронником; r_1, r_2 – внутренний и наружный радиусы гильзы; R_1, R_2 – внутренний и наружный радиусы патронника

2. Уравнения равновесия на внутренней поверхности тонкостенного цилиндра и наружной поверхности трубы:

$$\sigma_r = -P(t) \text{ при } r = r_1,$$

$$\sigma_r = 0 \text{ при } r = R_2.$$

3. Уравнения равновесия на поверхностях контакта цилиндра и трубы:

а) при зазоре между цилиндром и трубой

$$\sigma_r = P_k = 0 \text{ при } r=r_2=R_1;$$

б) при натяге между цилиндром и трубой

$$r_2 + u_2 = R_1 + u_1; \sigma_r = P_k \text{ при } r = r_2 = R_1,$$

где u_2, u_1 – радиальные перемещения наружного слоя цилиндра и внутренней поверхности трубы.

4. Геометрические уравнения связи относительных деформаций с радиальными перемещениями слоев u :

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}; \varepsilon_t = \frac{u}{r}; \varepsilon_z = \text{const при } r_1 \leq r \leq r_2;$$

$$\varepsilon_z = \text{const при } R_1 \leq r \leq R_2.$$

5. Уравнения связи между напряжениями и деформациями согласно деформационной теории пластичности:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t - \sigma_r &= \frac{2}{3} \psi (\varepsilon_t - \varepsilon_r); \\ \sigma_r - \sigma_z &= \frac{2}{3} \psi (\varepsilon_r - \varepsilon_z); \\ \sigma_z - \sigma_t &= \frac{2}{3} \psi (\varepsilon_z - \varepsilon_t), \end{aligned} \right\}$$

где $\psi = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}$ – модуль пластичности.

Интенсивность напряжений σ_i и интенсивность деформаций ε_i определяются разностями главных напряжений и деформаций соответственно

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_z - \sigma_t)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2},$$

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_t - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_r - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_t)^2}.$$

Приведенные выше в пунктах 1–5 уравнения образуют исходную систему уравнений для оценки НДС тонкостенного цилиндра в трубе.

При движении гильзы по патроннику без заклинивания главные осевые напряжения гильзы не превосходят предела упругости, а сила сопротивления R_T является силой трения между гильзой и патронником. При этом наибольшее значение имеют тангенциальные напряжения в гильзе, определяющие продольную прочность.

Расчет НДС на участке движения гильзы производится в следующем порядке:

– для первого шага:

$$\delta R_1 = \frac{P_k}{K_{\Pi}}; \varepsilon_t = \frac{(\Delta r + \delta R_1)}{r_2}; \varepsilon_z = -\frac{1}{2} \cdot \varepsilon_t;$$

$$\sigma_z = \frac{F_{\text{тр}}}{2\pi \cdot r_2 \cdot \delta_m};$$

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_t - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_r - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_t)^2};$$

$$\psi = D + \frac{M \cdot \sigma_e}{\varepsilon_i}.$$

Для дальнейшего расчета:

$$\delta R_1 = \frac{P_k}{K_{\Pi}}; \quad \varepsilon_r = \frac{(\Delta r + \delta R_1)}{r_2}; \quad \sigma_z = \frac{F_{\text{тр}}}{2\pi \cdot r_2 \cdot \delta_m};$$

$$\varepsilon_z = \frac{3}{4 \cdot \psi} \cdot (\sigma_z - P - \frac{2}{3} \cdot \psi \cdot \varepsilon_r);$$

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_r - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_r - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_r)^2};$$

$$\psi = D + \frac{M \cdot \sigma_e}{\varepsilon_i}$$

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2},$$

где δR_1 – радиальное расширение патронника; P_k – контактное давление между гильзой и стволом; K_{Π} – радиальная жесткость патронника; Δr – начальный радиальный зазор между гильзой и патронником; $F_{\text{тр}}$ – сила трения между гильзой и патронником; δ_m – толщина стенки гильзы в опасном сечении; E – модуль упругости материала гильзы; D – модуль упрочнения материала гильзы; $M = \frac{E - D}{E}$ – параметр упрочнения.

С момента заклинивания гильзы начинаются осевые пластические деформации и сила сопротивления гильзы определяется величиной осевых напряжений σ_{zm} в опасном сечении. На участке заклинивания сила сопротивления гильзы определяется как сила ее осевой деформации в опасном сечении: $R_{\Gamma} = \pi \cdot d \cdot \delta_m \cdot \sigma_{zm}$. В случае инерционного запирания сила, действующая на дно гильзы со стороны затвора, неизвестна. В данном случае наиболее целесообразно воспользоваться обратным способом решения задач упругости и пластичности, согласно которому часть внешних сил и часть перемещений задается, а из условия удовлетворения соответствующих уравнений находятся все остальные неизвестные факторы. При использовании этого способа хорошо работает метод последовательных приближений. В данном случае будем задаваться в периоде заклинивания абсолютным осевым удлинением гильзы, принимая его равным перемещению затвора за один шаг по времени. Корпус гильзы будем рассматривать как трубу переменного сечения, закрытую с одной стороны дном. По боковой поверхности гильза граничит с патронником, который во время выстрела упруго деформируется в радиальном направлении. Корпус гильзы нагружен в радиальном направлении внутренним давлением и осе-

выми силами трения между гильзой и патронником и давлением на дно гильзы.

Расчет НДС гильзы на участке заклинивания производится по формулам и в порядке, приведенном в работах [14, 15]:

1. При интегрировании системы дифференциальных уравнений с момента заклинивания на 1 шаг ΔT по времени получаем перемещение затвора ΔX_3 , которое равно абсолютному удлинению гильзы.

2. Определяем $\varepsilon_{zm} = \frac{2\Delta X_3}{l_p}$, где величину

участка растяжения l_p в первом приближении принимаем равной длине контакта гильзы m .

3. Определяем значение интенсивности деформаций в опасном сечении

$$\varepsilon_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\varepsilon_r^2 + \varepsilon_z^2 + \varepsilon_r \varepsilon_z}, \quad \text{где } \varepsilon_r = \frac{\Delta r + \delta R}{r}.$$

4. Определяем значение модуля пластичности, исходя из известной линеаризованной диаграммы $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$ для материала гильзы

$$\psi = D + \frac{M \sigma_e}{\varepsilon_i}.$$

5. Определяем значение осевого напряжения

$$\sigma_{zm} = -P + \frac{2}{3} \psi (\varepsilon_r + 2\varepsilon_z).$$

6. Уточняем величину участка растяжения

$$l_p = \frac{\sigma_{zm} \delta_m}{f P_k}.$$

7. Повторяем расчет с пункта 2 по пункт 6, пока расхождение величин σ_z в двух соседних приближениях не окажется приемлемым (точность до 1 % достигается уже при втором, третьем приближении при $\Delta T = 0,00005$ с).

8. Определяем значение интенсивности напряжений в опасном сечении $\sigma_i = \psi \cdot \varepsilon_i$.

9. Вычисляем силу сопротивления гильзы $R_{\Gamma} = \pi d \delta_m \sigma_{zm}$ и подставляем его в уравнение движения затвора при интегрировании на следующем шаге.

Выводы и результаты исследований

Таким образом, на каждом шаге по времени для опасного сечения гильзы получаем характеристики НДС: $\sigma_z, \varepsilon_z, \psi, \sigma_i, \varepsilon_i$ и значение силы R_{Γ} . Расчет НДС гильзы и проверка соблюдения условия прочности $\sigma_i \leq \sigma_B$ производится для всего периода заклинивания. Величина интенсивности напряжений возрастает с уменьшением массы затвора. При варьировании массой

затвора при $\sigma_{i\max} = \sigma_B$ получаем минимальную массу затвора из условия прочности гильзы.

На основе математической модели создан программный комплекс «Проект», с помощью которого можно решать ряд задач проектирования:

- расчет параметров движения затвора с учетом силы сопротивления гильзы;
- проверка поперечной прочности гильзы и прочности выбрасывателя;
- определение импульса силы сопротивления гильзы для построения импульсно-силовой диаграммы оружия;
- определение минимальной массы затвора, обеспечивающей прочность гильзы при выстреле.

Библиографические ссылки

1. Кириллов В. М. О методах расчета гильз стрелкового оружия на экстракцию. М. : Арт. академия им. Дзержинского, 1947. 39 с.
2. Ганичев А. Н., Никитин В. А. Современные вопросы функционирования гильз. М. : ЦНИИ НТИ, 1976.
3. Свердлов М. И. Основы проектирования оружейных гильз. Л. : ЛМИ, 1962. 447с.
4. Кириллов В. М., Сабельников В. М. Патроны стрелкового оружия. М. : ЦНИИ Информации, 1980. 372 с.
5. Полтавец Ю. Б., Лялин В. М., Нгием Суан Чинь, Андрияничев С. А. О критерии несущей продольно-поперечной прочности тонкостенного цилиндра с дном, находящегося под действием высокого давления и температуры // Известия ТулГУ. Серия «Актуальные вопросы механики». 2005. Вып. 1.
6. Полтавец Ю. Б., Лялин В. М., Нгием Суан Чинь. Математическая модель связанной задачи термопластичности для полого многослойного цилиндра // Известия ТулГУ. Серия «Актуальные вопросы механики». 2005. Вып. 1.
7. Алферов В. В. Конструкция и расчет автоматического оружия. М. : Машиностроение, 1977. 248 с.
8. Алексеев С. А. Проектирование автоматического оружия с инерционным запирающим канала ствола : учеб. пособие. Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2007. 120 с.
9. Алексеев С. А., Драгунов М. Е., Черный В. Г. Проектирование пистолетов-пулеметов. М. : ФГУП ЦНИИ «Информтехника», 2009. 200 с.
10. Проектирование спецмашин. Ч. 1. Проектирование стрелково-пушечного вооружения (дополнительные главы) : учебник / А. Г. Шипунов [и др.]. Тула : Изд-во ТГУ, 2010. 236 с.
11. Алексеев С. А., Гараев А. З. Влияние режима работы автоматики пистолетов-пулеметов на тактико-технические характеристики // Оборонная техника. 2015. № 9-10. С. 161–165.

12. Баллистика ракетного и ствольного оружия: учебник для вузов / под ред. А. А. Королева, В. А. Комочкова. Волгоград, 2010. 472 с.

13. Ильюшин А. А., Огибалов П. М. Упругопластические деформации полых цилиндров. М. : Изд-во МГУ, 1960. 224 с.

14. Алексеев С. А. Определение минимальной массы свободного затвора из условия обеспечения поперечной прочности гильзы // Оборонная техника. 2005. № 4-5. С. 63–66.

15. Алексеев С. А. Условие прочности гильзы при выстреле из оружия со свободным затвором: матер. междунар. науч.-техн. конф., посвящен. 50-летию ИжГТУ. В 5 ч. Ч. 5. Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2002. С. 344–353.

References

1. Kirillov V. M. O metodah rascheta gilz strelkovogo oruziya na ekstraktsiyu [About the methods of calculation of shells of small-arms on extraction]. Moscow, Art. akademiya im.Dzerzhinskogo, 1947 (in Russ.).
2. Ganichev A. N., Nikitin V. A. Sovremennyye voprosyi funktsionirovaniya gilz [Modern questions of functioning of shells]. Moscow, TSNII NT, 1976 (in Russ.).
3. Sverdlov M. I. Osnovyi proektirovaniya orudinyih gilz [Bases of planning of gun shells]. Leningrad: LMI, 1962 (in Russ.).
4. Kirillov V. M., Sabelnikov V. M. Patronyi strelkovogo oruziya [Cartridges of small-arms]. Moscow, TSNII Informatsii, 1980 (in Russ.).
5. Poltavets YU. B., Lyalin V. M., Ngiem Suan CHin, Andriyanichev S. A. [On the criterion of the longitudinal-transverse strength carrier of a thin-walled cylinder with a bottom under high pressure and temperature]. Izvestiya TulGU. Seriya «Aktualnyie voprosyi mehaniki». [Information TulSU. Series "Pressing questions of mechanics"], 2005, vol. 1 (in Russ.).
6. Poltavets YU. B., Lyalin V. M., Ngiem Suan CHin [Mathematical model of the connected thermoplasticity problem for a hollow multilayer cylinder]. Izvestiya TulGU. Seriya «Aktualnyie voprosyi mehaniki. [Information TulSU. Series "Pressing questions of mechanics"], 2005, vol. 1 (in Russ.).
7. Alferov V. V. Konstruktsiya i raschet avtomaticheskogo oruziya [Construction and calculation automatic weapon]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1977 (in Russ.).
8. Alekseev S. A. Proektirovanie avtomaticheskogo oruziya s inertsonnyim zapiraniem kanala stvola [Planning of self-firer with the inertia locking of channel of barrel]. Izhevsk, Izd-vo IzhGTU, 2007 (in Russ.).
9. Alekseev S. A., Dragunov M. E., Chernyy V. G. Proektirovanie pistolotov-pulemetov [Planning of sub-machine guns]. Moscow: FGUP TSNII «Informtehnika», 2009 (in Russ.).
10. SHipunov A. G., Alekseev S. A., Griazev M. V, Ignatov A. V., Korolev A. A., Matasov V. F., Cherny V. G. Proektirovanie spetsmashin. CHast 1. Proektirovanie strelkovo-pushechnogo vooruzheniya (dopolnitelnyie

glavyi) [Planning special mashin of Part 1. Planning of rifle-gun armament (additional heads)]. Tula: TGU, 2010 (in Russ.).

11. Alekseev S. A., Garaev A. Z. (2015). [Influence of the operating mode of automatics of submachine guns on tactical and technical characteristics]. *Oboronnaya tehnika* [Defensive technique], 2015, no. 9-10, pp. 161-165 (in Russ.).

12. Eds. Korolev A. A., Komochkov V. A. *Ballistika raketnogo i stvolnogo oruzhiya: uchebnik dlya vuzov* [Ballistics of rocket and barrel weapon]. Volgograd, VGTU, 2010 (in Russ.).

13. Ilyushin A. A., Ogibalov P. M. *Uprugoplasticheskie deformatsii polyih tsilindrov* [Elastic-plastic

deformations of hollow cylinders]. Moskow: MGU, 1960 (in Russ.).

14. Alekseev S. A. [Determination of the minimum free-gate weight from the condition of ensuring the transverse strength of the sleeve]. *Oboronnaya tehnika* [Defensive technique], 2005, no. 4-5, pp. 63-66 (in Russ.).

15. Alekseev S. A. *Uslovie prochnosti gilzyi pri vyistrelе iz oruzhiya so svobodnym zatvorom* [Condition of durability of shell at a shot from a weapon with a free breech-block] [Proc. Mejdunar. nauch.-tehn. konferentsii posv.50-letiyu IjGTU]. Izhevsk, Izd-vo IzhGTU, 2002, pp. 344-353(in Russ.).

Mathematical Model of Stress-deformed State of Shell at Shot from Weapon with Free Breech-block

S. A. Alekseev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov ISTU

One of elements influencing on faultlessness of rifle-gun armament is the shells of live ammunition, enduring the alternating loads at a shot. In a weapon with a free breech-block at its insufficient mass the transversal breaks of shells are possible that result in difficult removable delays at firing. A shell at a shot is in the difficult tense state, enduring tangential, radial and axial tensions. For the estimation of transversal durability of a shell it is necessary to define the intensity of tensions and deformations in the period of growth of intrinsic pressure of gunpowder gases. The stress-deformed state (VAT) of a shell is determined by intrinsic and outward pressure and axial force of resistance to motion from the side of cartridge chamber. Processes of internal ballistics, dynamics of motion of a shell with a breech-block and elastic-plastic deformation are interrelated. Therefore, the numeral solution of these tasks must be conducted jointly at each step at time. Due to vagueness of the resistance force from the side of breech-block the reverse method of solving the tasks of elasticity and plasticity is used for determination of VAT, according to that a part of external forces and a part of displacements are assigned, and from the condition of meeting the corresponding equations all other unknown components of VAT are determined. The generalized mathematical model is worked for a shot from a weapon with a free breech-block, including the models of internal ballistics, model of dynamics of a breech-block and a model of VAT of the shell. With the use of mathematical model a programmatic design complex "Project" is developed, allowing to solve a number of project tasks: calculation of parameters of breech-block motion taking into account the real resistance force of the shell; calculation of the resistance force at extraction of the shell, verification of providing the shell strength and the strength of extraction mechanism parts; determination of the minimum mass of the breech-block, providing the shell strength at a shot.

Keywords: free breech-block, shell, durability, mathematical model.

Получено: 20.06.18