

При использовании формулы (4) для расчета угловых размерных цепей в качестве ω_{Δ} и ω_j необходимо использовать соответствующие поля рассеяния углов, приведенные к одинаковой базовой длине. Для упрощения последующих выражений принимаем значение базовой длины 1 мм. Тогда приведенное значение поля рассеяния каждого углового звена получится делением его поля рассеяния на длину его меньшей стороны.

Распределение замыкающего звена, как суммы большого числа независимых случайных величин можно считать нормальным и, используя таблицу функции Лапласа, определять коэффициент t_{Δ} в зависимости от экономически приемлемой доли бракованных изделий. В соответствии с рекомендациями [3,4] для составляющих звеньев в виде положительных отклонений расположения поверхностей деталей от параллельности, от перпендикулярности, от соосности, целесообразно принимать распределение по закону Релея с коэффициентом относительного рассеяния $\lambda^2_j = 0,1337$.

При наличии в угловой цепи звеньев, поля рассеяния ω_{jcm} (допуски) которых регламентируются стандартами, степень точности следует определить только для остальных составляющих звеньев. Поэтому в правой части уравнения (4) запишем отдельно сумму приведенных стандартных и сумму приведенных нестандартных полей рассеяния и подставим во вторую сумму в качестве ω_j выражение (3) для TA_j :

$$\begin{aligned} \omega_{\Delta}^2 &= t_{\Delta}^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_c} \omega_{jc}^2 \cdot \lambda_{jc}^2 + t_{\Delta}^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_n} \omega_j^2 \cdot \lambda_j^2 = \\ &= t_{\Delta}^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_c} \omega_{jc}^2 \cdot \lambda_{jc}^2 + t_{\Delta}^2 \cdot B^2 \cdot \varphi^{2(n-1)} \cdot \sum_{j=1}^{P_n} \frac{C^{2 \ln L_j}}{L_j^2} \cdot \lambda_j^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Преобразуем уравнение (5) так, чтобы в левой части равенства оказался множитель, содержащий степень точности n , одинаковую для всех нестандартных звеньев

$$\varphi^{2(n-1)} = \frac{\omega_{\Delta}^2 - t_{\Delta}^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_c} \omega_{jc}^2 \cdot \lambda_{jc}^2}{t_{\Delta}^2 \cdot B^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_n} \frac{C^{2 \ln L_j}}{L_j^2} \cdot \lambda_j^2}. \quad (6)$$

После логарифмирования (6) и выделения в левой части равенства степени точности n , получим

$$n = \frac{1}{2 \ln \varphi} \cdot \left[\ln \left(\omega_{\Delta}^2 - t_{\Delta}^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_c} \omega_{jc}^2 \cdot \lambda_{jc}^2 \right) - \ln \left(t_{\Delta}^2 \cdot B^2 \cdot \sum_{j=1}^{P_n} \frac{C^{2 \ln L_j}}{L_j^2} \cdot \lambda_j^2 \right) \right] + 1. \quad (7)$$

Рассчитанное значение n следует округлять до ближайшего меньшего целого и использовать для назначения полей рассеяния составляющих угловых звеньев по таблицам допусков (ГОСТ 8908-81 или ГОСТ 24643-81). Сумма назначенных допусков, приведенных к единой базовой длине 1 мм, не должна превышать приведенного к той же базовой длине допуска замыкающего звена.

Выражение, полученное для расчета номера степени точности, может быть полезно инженерам-конструкторам для обоснованного определения допусков угловых размеров деталей машин, обеспечивающих при их неполной взаимозаменяемости требуемую точность важных угловых функциональных геометрических параметров машин при приемлемой доле брака собранных изделий.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: справочник в 2 т. – Москва : Издательство стандартов, 1989. – Т.1. – 220 с.
2. Точность и производственный контроль в машиностроении: справочник / Под общ. ред. А.К. Кутая. – Москва : Машиностроение, 1983. – 367 с.
3. Солонин, И.С. Расчет сборочных и технологических размерных цепей / И.С. Солонин, С.И. Солонин – Москва : Машиностроение, 1980. – 110 с.
4. Бородачев, Н.А. Анализ качества и точности производства. – Москва : Машгиз, 1946. – 252 с.

Материал поступил в редакцию 13.11.2017

MEDVEDEV O.A. How to determine the accuracy of the constituent parts of the angular dimension chains when permissible percentage of defective products

Article is devoted to the development of the original project methodology for calculating angular dimensional chains. It allows you to determine the degree of accuracy of the constituent parts, which ensures their incomplete interchangeability. Application of methods allows to reduce labour input determine tolerances of angular constituent links.

УДК 621.794.61:539.23

Онысько С.Р., Хвусевич В.М., Чекан Н.М., Пушко Н.Н.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПУАНСОНОВ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ИХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Введение. Многообразие встречающихся форм и размеров штампуемых деталей приводит к появлению различных типов штампов и штампового инструмента. Несмотря на устоявшиеся технологии их изготовления, существует необходимость в модификации и оптимизации некоторых элементов оборудования, в связи с появлением новых материалов, скоростных методов их обработки, а также предъявляемых требований к качеству обрабатываемых изделий. Это приводит к тому, что нужно наиболее рационально подобрать

комплекующие детали для процесса штамповки.

Как правило, при изготовлении штамповой оснастки, работающей в условиях интенсивных ударных нагрузок, применяются высокопрочные стали марок X12M и X12MФ. Анализ литературных источников [1–5] показывает, что предельным состоянием рабочих деталей штампового оборудования является сочетание двух разрушающих процессов – износа и усталости, в основе которых лежит многократная деформация поверхностного слоя, вызывающая постепенное нараста-

Онысько Сергей Романович, старший преподаватель кафедры прикладной механики Брестского государственного технического университета.

Хвусевич Виталий Михайлович, к.т.н., профессор кафедры прикладной механики Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Чекан Николай Михайлович, к.-физ.-м.н., заместитель начальника НИЦ «Плазмотек» Физико-технического института НАН Беларуси.

Беларусь, г. Минск, улица Академика Купревича, 10.

Пушко Николай Николаевич, инженер-технолог инструм. участка 1-й категории ОАО «Брестмаш».

Беларусь, г. Брест, ул. Суворова, 21В.

ние наклёпа, охрупчивания и последующее отделение частиц износа (изношенного материала). В связи с этим используемые для изготовления пробивного инструмента стали должны иметь рационально подобранное сочетание двух во многом противоположных свойств: достаточной твёрдости и повышенной вязкости [6].

Объект исследования. В технологических процессах пробивки отверстий Ø4,16 мм и Ø6,2 мм, как правило, используются пуансоны цилиндрической формы, которые состоят из буртика (1), посадочной (2) и рабочей части (3).

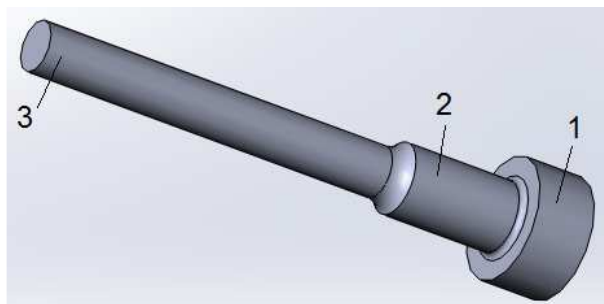


Рисунок 1 – Модель пробивного пуансона

С целью выявления оптимальных размеров рабочей части пробивного инструмента и повышения ресурса работы был выполнен расчет на прочность цилиндрических пуансонов ИСКГ-1550-4457.037 и ИСКГ-1550-4457.039 (рисунок 2) для пробивки отверстий в листовом материале, на основании требований ГОСТ 16675-80. Исходные данные для расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета инструмента на прочность

Марка пробиваемого материала	Сталь 20 (ГОСТ 1050-88)
Толщина пробиваемого материала	$t = 4$ мм
Материал пуансона	Сталь Х12МФ (ГОСТ 5950-2000)
Твердость пуансона	57...60 HRC
Наименьшее сечение пуансона, d	Ø4,16 мм Ø6,2 мм
Допускаемое напряжение на сжатие для пуансона, $[\sigma_{сж}]$	1900 МПа
Соотношение размеров, t/d	$\frac{t}{d} = \frac{4}{4,16} = 0,96 < 1$; $\frac{t}{d} = \frac{4}{6,2} = 0,65 < 1$

Расчет пуансонов на прочность проводился в наименьшем сечении из условия:

$$P_{доп} \geq P_c, \quad (1)$$

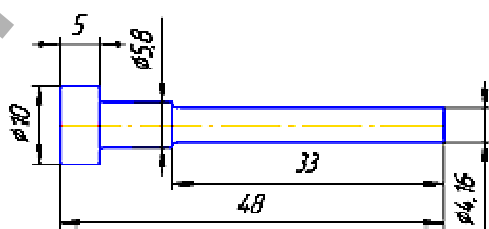
где $P_{доп}$ – допускаемая нагрузка на сжатие (Н);

P_c – необходимое технологическое усилие при срезе (Н).

Допускаемая нагрузка на сжатие и устойчивость рабочей части пуансона определяется из условия устойчивости:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{доп}}{\phi A_k} \leq [\sigma_{сж}], \quad (2)$$

где ϕ – коэффициент снижения допускаемого напряжения, зависящий от условной гибкости пуансона и учитывающий возможную



терю устойчивости пуансона (его продольный изгиб);

A_k – площадь контакта рабочего торца пуансона со штампуемым материалом (мм²).

Согласно [7] при соотношении толщины пробиваемого материала к наименьшему диаметру пуансона (таблица 1), площадь контакта инструмента с заготовкой принимается равной площади пояска шириной 0,5 t . Коэффициент ϕ принимался согласно [7] в зависимости от гибкости λ .

Пуансон ИСКГ-1550-4457.037. Расчет допускаемой нагрузки на пуансон, с измененной длиной рабочей части, был выполнен по формуле (2), и результаты расчетов показаны на рисунке 3.

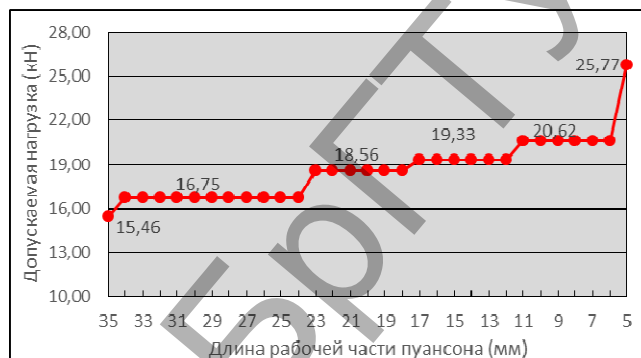


Рисунок 3 – Диаграмма зависимости допускаемой нагрузки от длины рабочей части пуансона

Требуемое технологическое усилие штамповки определяется по формуле:

$$P_c = Lt\tau_{ср}, \quad (3)$$

где L – периметр контура пробивки (мм);

t – толщина штампуемого материала (мм);

$\tau_{ср}$ – сопротивление срезу (МПа). Для пробиваемой детали (сталь 20) $\tau_{ср} = 320$ МПа [8].

$$P_c = \pi d t \tau_{ср} = 3,14 \cdot 4,16 \cdot 4 \cdot 320 = 16720 \text{ Н} = 16,72 \text{ кН}.$$

Из расчетов следует, что процесс пробивки можно осуществлять при длине рабочей части пуансона не более 34 мм. Изменение размеров приводит к появлению участков с различной длиной пробивной части инструмента, но с одинаковыми значениями допускаемой нагрузки на пуансон (рисунок 3).

Анализ диаграммы показывает, что при уменьшении длины рабочей части инструмента, происходит увеличение допускаемой нагрузки на пуансон с $P_{доп} = 16,75$ кН при $l_{раб} = 34$ мм до $P_{доп} = 20,62$ кН при $l_{раб} = 6$ мм, что позволяет повысить прикладываемую нагрузку на пробивной инструмент на 9,8%, 13,3% и 18,8% на каждом участке соответственно, а так как в процессе работы пуансон может кратковременно воспринимать нагрузки намного больше, чем предел пропорциональности, то это повышает ресурс его работы. Длина рабочей части $l_{раб} = 5$ мм в рассмотрении не учитывается, так как толщина пробиваемого металла составляет 4 мм, а для качественной пробивки отверстия пуансону необходим достаточный выход из отверстия порядка 2 мм [9], поэтому рассматриваются границы изменения формы от $l_{раб} = 33$ мм до $l_{раб} = 7$ мм (с учетом требуемого выхода инструмента из пробиваемого отверстия).

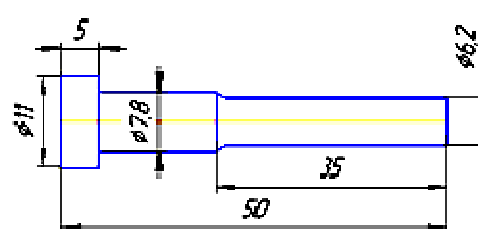


Рисунок 2 – Геометрические параметры пуансонов ИСКГ-1550-4457.037 и ИСКГ-1550-4457.039, используемых на ОАО «Брестмаш»

При пробивке отверстий небольших диаметров может происходить искривление оси пуансона, что влечет появление изгибающих моментов, основной причиной возникновения которых является внецентренное приложение ударной нагрузки (рисунок 4), вызванное рядом различных факторов (например, неточностью изготовления пробивного инструмента, работы самого пресса и характеристик шероховатости пробиваемого материала). При самом неблагоприятном воздействии величина эксцентриситета составит $e = d/2$, где d – диаметр рабочей части инструмента (мм).

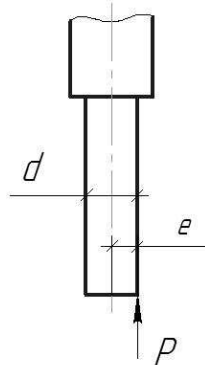


Рисунок 4 – Схема внецентренного нагружения инструмента

Возникающие максимальные нормальные сжимающие и растягивающие напряжения при пробивке отверстия будут иметь вид:

$$\sigma_{\max} = -\sigma_N \pm \sigma_M, \quad (4)$$

где σ_N – напряжение от продольного сжатия;

σ_M – напряжение от изгиба.

$$\sigma_{\max} = -\frac{P}{A} \pm \frac{M}{W_x} = -\frac{P}{A} \pm \frac{Pe}{\frac{\pi d^3}{32}} = -\frac{P}{A} \pm \frac{P \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{P}{A} (-1 \pm 4),$$

где A – площадь поперечного сечения рабочей части инструмента;

M – изгибающий момент;

W_x – осевой момент сопротивления.

Таким образом, максимальные напряжения сжатия в пуансоне составят $-5P/A$, а максимальные напряжения растяжения $3P/A$, а это приводит к тому, что действующие напряжения кратковременно превысят предел текучести материала, что приводит к изменению геометрии торцевой поверхности, ухудшению качества пробиваемого отверстия и в дальнейшем – к выходу из строя и замене штампового оборудования.

Данный недостаток может быть устранен путем уменьшения длины рабочей части инструмента, так как при этом происходит линейное уменьшение гибкости (рисунок 5) с 22,21 до 4,71 и в рамках рассматриваемых участков с одинаковой допускаемой нагрузкой, она уменьшается в 1,38; 1,83; 2,75 и 5,5 раз соответственно.

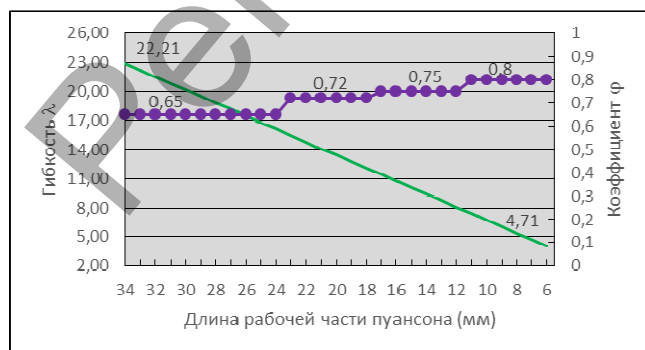


Рисунок 5 – Зависимость гибкости и коэффициента снижения допускаемого напряжения от длины рабочей части пуансона

Снижение гибкости положительно влияет на работу инструмента в неблагоприятных условиях, которые могут быть вызваны неточностью изготовления самого пуансона (неперпендикулярность, некруглость, нецилиндричность и т. д.), и исключает искривление оси и потери устойчивости в технологическом процессе.

Пуансон ИСКГ-1550-4457.039. Аналогичные исследования были выполнены для пуансона ИСКГ-1550-4457.039 для пробивки отверстия $\varnothing 6,2$ мм, работающего в паре с пуансоном ИСКГ-1550-4457.037. Отличительной особенностью их комплексной работы является различие длин первого пуансона $l = 50$ мм, против $l = 48$ мм второго, что связано с конструкцией штампа и процессом многопуансонной пробивки, вследствие чего усилия на пуансоны не совпадают по времени и не суммируются.

Результаты расчетов с измененной длиной рабочей части пуансона ИСКГ-1550-4457.039 приведены на рисунках 6 и 7.

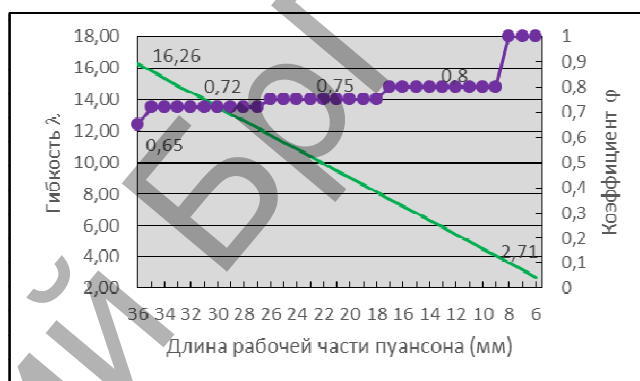


Рисунок 6 – Зависимость гибкости и коэффициента снижения допускаемого напряжения от длины рабочей части пуансона

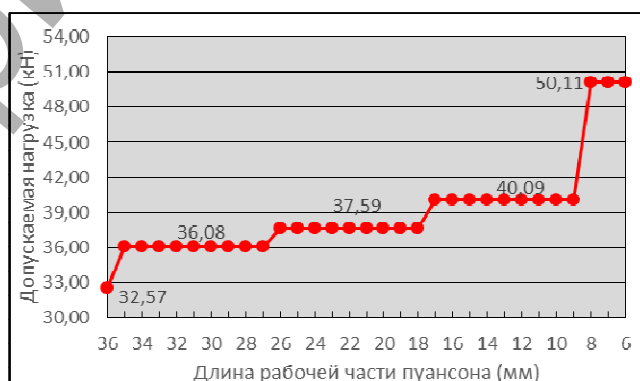


Рисунок 7 – Зависимость допускаемой нагрузки от длины рабочей части пуансона

Требуемое технологическое усилие штамповки определялось по формуле (3) и составило:

$$P_c = \pi d t \tau_{cp} = 3,14 \cdot 6,2 \cdot 4 \cdot 320 = 24919 \text{ Н} = 24,92 \text{ кН}$$

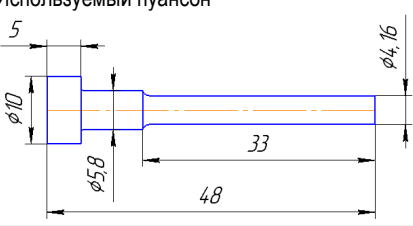
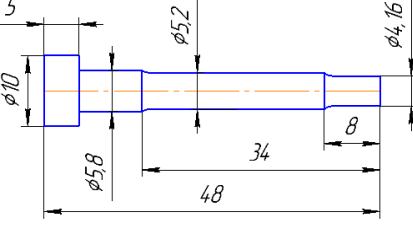
Исследования показали, что изменение длины рабочей части пуансона с 36 мм до 6 мм приводит к линейному уменьшению гибкости инструмента с 16,26 до 2,71, появлению участков длин с одинаковым коэффициентом ϕ и с одинаковыми значениями допускаемой нагрузки на пуансон.

Изменение длины рабочей части позволяет увеличить нагрузку на инструмент в среднем на 4% и 10% по сравнению с конструкцией пуансонов, используемых на предприятии.

Статический расчет пуансона ИСКГ-1550-4457.037. С целью определения прочностных и деформационных характеристик пробивного инструмента, при воздействии приложенных нагрузок выполнен статический расчет пуансона ИСКГ-1550-4457.037 с использованием и измененной длиной рабочей поверхности [10].

Исходные данные для расчета приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета инструмента на прочность

ИСКГ-1550-4457.037		Площадь сечения
Используемый пуансон 		$A_1 = 13,56 \text{ мм}^2$
		$A_2 = 26,41 \text{ мм}^2$
		$A_3 = 78,5 \text{ мм}^2$
Экспериментальный пуансон 		$A_1 = 13,56 \text{ мм}^2$
		$A_2 = 21,23 \text{ мм}^2$
		$A_3 = 26,41 \text{ мм}^2$
		$A_4 = 78,5 \text{ мм}^2$

Продольное усилие в пуансоне принимается равным требуемому минимальному усилию при пробивке отверстия $P = 16,72 \text{ кН}$.

В результате проведенных расчетов на центральное осевое сжатие цилиндрических тел ступенчатой формы определены прочностные и деформационные характеристики пуансонов (рисунки 8, 9).

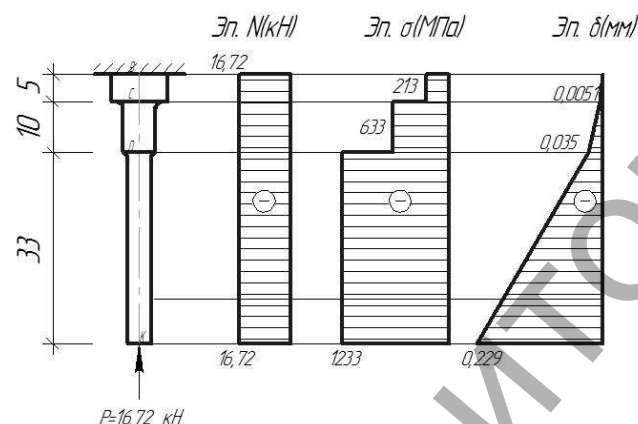


Рисунок 8 – Эпюры продольных сил, нормальных напряжений и перемещений поперечных сечений для используемого пуансона

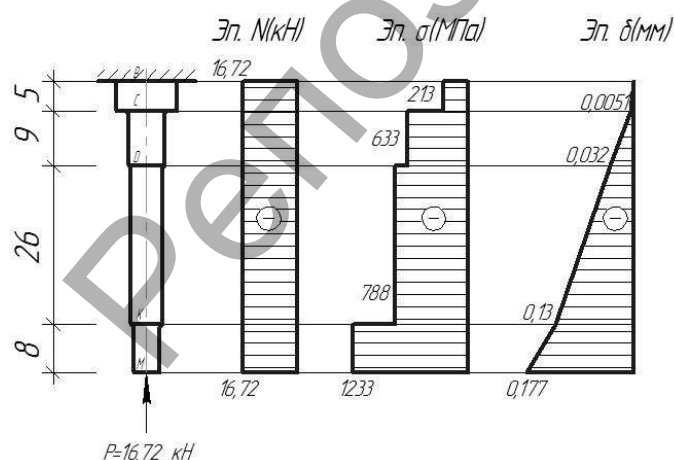


Рисунок 9 – Эпюры продольных сил, нормальных напряжений и перемещений поперечных сечений для экспериментального пуансона

Как видно из эпюр, продольная сила при центральном сжатии является постоянной по длине инструмента, наибольшие напряже-

ния возникают на пробивной части пуансона $\varnothing 4,16 \text{ мм}$ и не зависят от длины рабочего участка. Однако при нагружении инструмента наибольшие перемещения ($0,229 \text{ мм}$) испытывает пуансон с длиной $l = 33 \text{ мм}$, а предлагаемая конструкция ($l = 8 \text{ мм}$) дает перемещение равное $0,177 \text{ мм}$, тем самым увеличивая его жесткость на 25%, как это видно на диаграмме распределения деформаций по участкам пуансона, представленной на рисунке 10, что наряду с увеличенной допустимой нагрузкой на пуансон $P = 20,62 \text{ кН}$ (рисунок 3) дает преимущество в использовании над применяемым на предприятии инструментом.

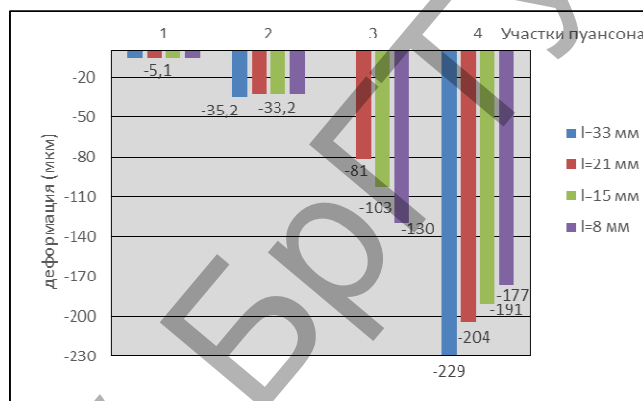


Рисунок 10 – Распределение деформаций по участкам инструмента

Моделирование пробивного пуансона с измененной формой рабочей поверхности

При статическом расчете пуансонов на прочность максимальным принимается напряжение на рабочей части инструмента (рисунок 7,8) и не учитывается концентрация напряжений в области перехода между ступенями пуансона, а данное влияние закладывается в коэффициенты запаса прочности на используемый материал [11].

Для более точного определения напряжений и оценки работоспособности применяемых и предложенных конструкций пуансонов был использован программный комплекс SolidWorks с приложением Simulation [12].

В основе прочностного анализа лежит метод конечных элементов (МКЭ). Создаваемые модели пуансонов с различной длиной рабочей поверхности разбиваются сеткой из конечного числа простых форм на элементы, которые имеют общие точки (узлы), а математическая программа Simulation решает уравнения перемещения каждого элемента с учетом его связи с другими элементами.

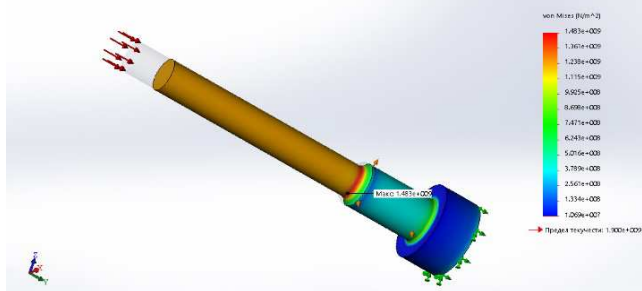
Для исследования были выбраны пуансоны с длиной рабочей части $l = 33 \text{ мм}$; $l = 21 \text{ мм}$; $l = 15 \text{ мм}$; $l = 8 \text{ мм}$. Данные модели нагружались равномерной распределенной нагрузкой по всей торцевой поверхности при статическом воздействии (рассматривались идеальные условия), когда пуансон полностью касается пробиваемого материала, т. е. работает в упругой зоне. Величина нагрузки составила 1233 МПа .

В рамках исследования на начальном этапе задавался материал пробивного инструмента. Программа SolidWorks Simulation позволяет вносить в исследуемые элементы требуемые механические характеристики материала, что было сделано для исследуемой марки стали X12МФ, так же были созданы реальные условия базирования (закрепления) пуансона в штампе:

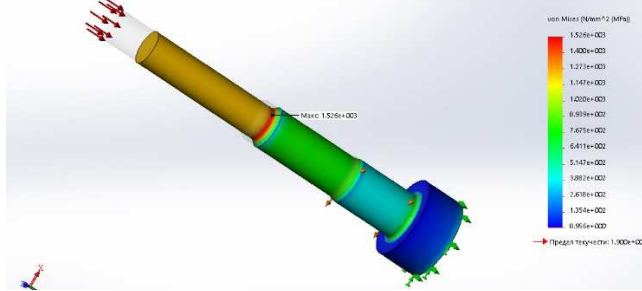
- жестко по хвостовику (торец буртика);
- ролик скольжения (по цилиндрической поверхности $\varnothing 5,8 \text{ мм}$).

Результатом исследования является расчет эквивалентных напряжений по Мизесу и анализ запаса прочности проектируемого инструмента (рисунок 11, 12).

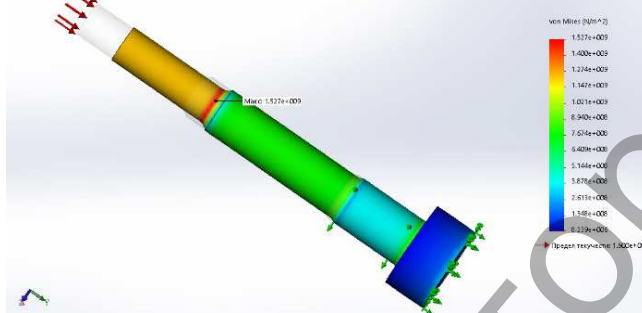
Имя модели: Деталь 21 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Статический анализ: условия напряжения: Напряжения
Цели деформации: 2:1439



Имя модели: Деталь 21 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Статический анализ: условия напряжения: Напряжения
Цели деформации: 2:1565



Имя модели: Деталь 15 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Статический анализ: условия напряжения: Напряжения
Цели деформации: 2:1516



Имя модели: Деталь 8 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Статический анализ: условия напряжения: Напряжения
Цели деформации: 2:1732

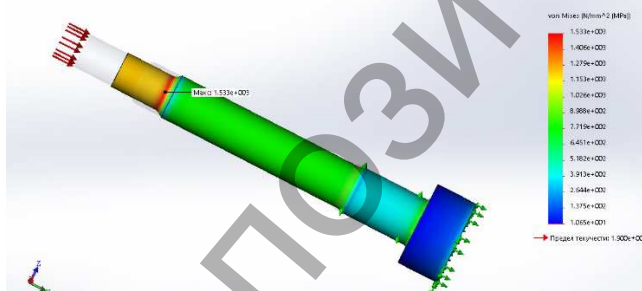
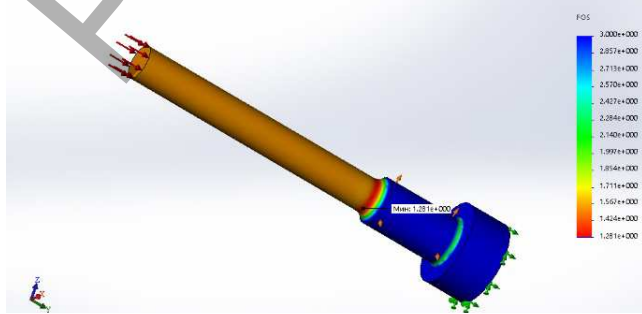
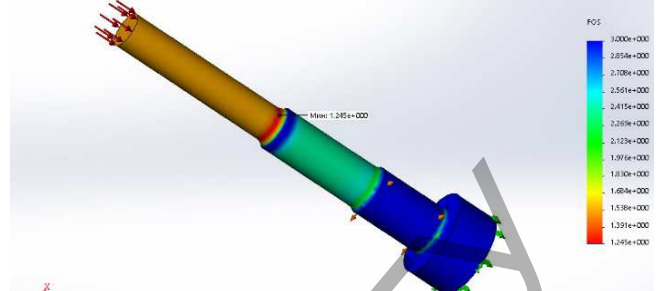


Рисунок 11 – Максимальные напряжения при различной длине рабочей части в пуансоне ИСКГ-1550-4457.037

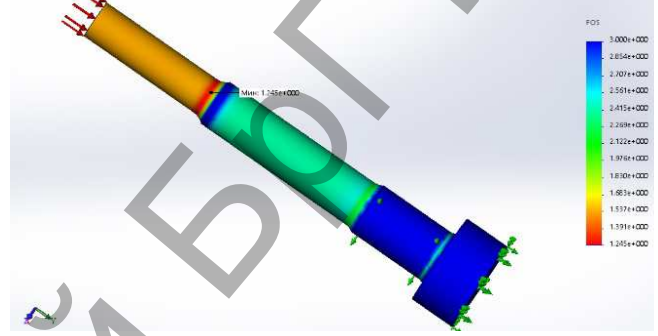
Имя модели: Деталь 33 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Задача прочности: Задача прочности
Критерий: Авто
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 1.2



Имя модели: Деталь 33 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Задача прочности: Задача прочности
Критерий: Авто
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 1.2



Имя модели: Деталь 15 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Задача прочности: Задача прочности
Критерий: Авто
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 1.2



Имя модели: Деталь 8 мм
Название исследования: Статический анализ: 16 (По умолчанию)
Тип задачи: Задача прочности: Задача прочности
Критерий: Авто
Распределение запаса прочности: Мин. коэффициент запаса прочности = 1.2

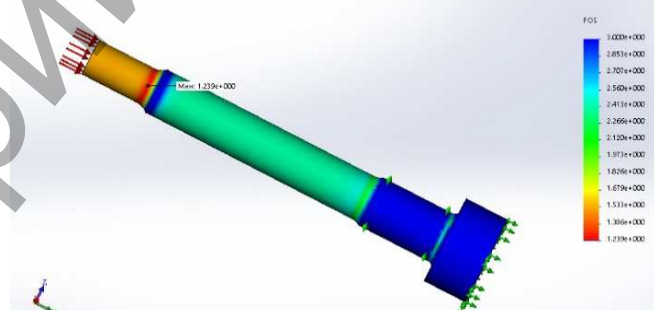


Рисунок 12 – Коэффициент запаса при различной длине рабочей части в пуансоне ИСКГ-1550-4457.039

Анализ расчетов рассматриваемых моделей показывает, что наименьшее напряжение (1483 МПа), с учетом коэффициента концентрации, возникает в инструменте с длиной рабочей части $l = 33$ мм (это связано с закрепленной цилиндрической поверхностью $\varnothing 5,8$ мм), а при ее уменьшении напряжения возрастают до 1526 МПа, 1527 МПа и 1533 МПа, в зависимости от длины пробивной части пуансона. Изменения напряжения в существующей и предполагаемой модели происходят в пределах 3%, что является допустимым при проектировании инструмента. Коэффициент запаса в моделях также является практически одинаковым и составляет 1,28–1,24 соответственно. Поэтому изменения, проведенные с инструментом, не окажут негативного воздействия на его прочность, а увеличение жесткости свидетельствует о предпочтительности выбора пуансона с длиной рабочей части $l = 8$ мм по сравнению с используемым на предприятии инструментом.

Анализ производственных испытаний пуансонов. С учетом проведенных расчетов и выполненного компьютерного моделирования из каждой оптимальной зоны размеров рабочих поверхностей инструментов были выбраны и изготовлены экспериментальные пробивные пуансоны в общем количестве 55 штук, в том числе по 10 пуансонов каждого размера ИСКГ-1550-4457.037 и по 5 пуансонов ИСКГ-1550-4457.039.

Для пуансона ИСКГ-1550-4457.037 длина рабочей части составила $l = 33$ мм; $l = 21$ мм; $l = 15$ мм; $l = 8$ мм (рисунок 13).



Рисунок 13 – Экспериментальная партия пробивных пуансонов ИСКГ-1550-4457.037 с изменённой длиной рабочей поверхности

Для пуансона ИСКГ-1550-4457.039 длина рабочей части составила $l = 35$ мм, 23 мм, 11 мм.

В процессе испытаний фиксировалось количество пробивок в детали «Тяга». Результаты испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Количество пробивок экспериментальной партии пуансонов

№ партии	ИСКГ-1550-4457.037			
	$l = 33$ мм	$l = 21$ мм	$l = 15$ мм	$l = 8$ мм
1	1380	1220	2150	2780
2	1690	1960	2350	3005
3	1455	2020	2400	2850
4	1710	1895	2250	3220
5	1420	1950	2300	2970
среднее значение	1531	1809	2290	2965

На основании полученных результатов выявлено, что рабочий ресурс пуансонов ИСКГ-1550-4457.037 для пробивки отверстий $\varnothing 4,16$ мм увеличился:

- при $l = 21$ мм в среднем в 1,18 раза;
- при $l = 15$ мм в среднем в 1,49 раза;
- при $l = 8$ мм в среднем в 1,94 раза.

Пуансоны ИСКГ-1550-4457.039 для пробивки отверстий $\varnothing 6,2$ мм могли продолжать эксплуатироваться в данном процессе.

Заключение. Для повышения ресурса работы цилиндрических пуансонов при пробивке отверстий в плоских деталях, в результате проведенных экспериментальных и теоретических исследований

были получены зависимости между параметрами рабочей части пробивных пуансонов и воспринимаемой ими ударной нагрузки.

Анализ зависимостей показал, что при уменьшении длины рабочей части используемого на ОАО «Брестмаш» инструмента с $l = 33$ мм до $l = 8$ мм (согласно расчета) воспринимаемая нагрузка на пробивной инструмент увеличивается на 18,8% (с 16,75 кН до 20,62 кН).

В результате производственных испытаний модифицированных пуансонов установлено, что ресурс их работы увеличился в 2 раза по сравнению с используемыми ранее пуансонами. Кроме того, их использование позволило значительно уменьшить энергозатраты используемого в этом процессе оборудования.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Околович, Г.А. О сопротивлении сталей усталостному разрушению / Г.А. Околович, А.В. Семичастная, В.Ф. Моисеев // Металлорежущий и контрольно-измерительный инструмент. – № 6. – 1973. – 3 С.
2. Сорокин, Г.М. Виды износа при ударном контактировании поверхностей // Машиноведение. – 1974. – N 3. – С. 89–94.
3. Kuo Kehsin. Journal of the Iron and steel Ynstitute – V. 184. – Part 3. – November, 1986.
4. Виноградов, В.Н. Изнашивание при ударе / В.Н. Виноградов [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1982.
5. Кильчевский, Е.А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. – Киев: Наукова думка, 1976.
6. Околович, Г.А. Штамповые стали для холодного деформирования металлов: монография / Г.А. Околович; Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова; изд. 2-е, переработанное, дополненное. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2010. – 202 с.
7. Пуансоны, матрицы, державки, подкладные плитки и шпонки штампов для разделительных операций: ГОСТ 16675–80. – ИПК: Издательство стандартов, 1999.
8. Листовая штамповка: справочник конструктора штампов / Под общ. ред. Л.И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1988. – 496 с.
9. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) [и др.] – М.: Машиностроение. М38 Технологии заготовительных производств. Т. П1-2 / И.Л. Акаро, Р.А. Андриевский, А.Ф. Аржанов [и др.]; под общ. ред. В.Ф. Мануйлова. 1996. – 736 с.
10. Подскребко, М.Д. Сопротивление материалов: учебник / М.Д. Подскребко. – Минск: Выш. шк., 2007. – 797 с.
11. Васильев, Д.И. Основы проектирования деформирующего инструмента. – Москва: Высшая школа, 1984 – 223 с.
12. SolidWorks 2011 на примерах / Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ-Петербург, 2014. – 496 с.

Материал поступил в редакцию 17.11.2017

ONYSKO S.R., HVISEVICH V.M., CHEKAN N.M., PUSHKO N.N. Increase in operational properties of cylindrical punches by optimization of their geometrical parameters

Within the framework of the work, the optimization of the working part of the breakdown punch has been performed. Dependences of the change in the dimensions of the length of the working part from the acting load are obtained. It is revealed that the proposed modernization allows to increase the value of the perceived load by 18.8%, which increases the wear resistance of the tool by almost 2 times and shortens the time for repair of die equipment and re-equipment of operating equipment.

УДК 631.3.02.004.67

Иванов В.П., Вигерина Т.В.

РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ БЛОКОВ ЦИЛИНДРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение. Блоки цилиндров (БЦ) изготавливают из серого или ковкого чугуна (СЧ18, КЧ45-6 и др.), или алюминиевого (АЛ4, АЛ9 и др.) сплава, они ориентируют друг относительно друга движущиеся

детали двигателя при его работе. БЦ следует рассматривать как сборочную единицу, включающую также крышки коренных подшипников и картер сцепления, которую при изготовлении обрабатывают

Иванов Владимир Петрович, д.т.н., профессор, профессор кафедры автомобильного транспорта УО «Полоцкий государственный университет».

Вигерина Татьяна Владимировна, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой автомобильного транспорта УО «Полоцкий государственный университет».

Беларусь, ПГУ, 211440, Витебская обл., г. Новополоцк, ул. Блохина, 29.

Машиностроение