



Национальная академия наук
Кыргызской Республики
Институт машиноведения
Инженерный центр «Шакирт»

ISSN 1694-7657

МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1(8)

Бишкек • 2019

УДК 621.327: 006.357

ГИДРАВЛИКАЛЫК КОЛ КАЙЧЫ- КЕҢЕЙТКИЧТЕРДИН НЕГИЗГИ ӨЛЧӨМ МУНӨЗДӨГҮЧТӨРҮНҮН ЭСЕПТӨӨ УСУЛУ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РУЧНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НОЖНИЦ-РАСШИРИТЕЛЕЙ

THE METHOD OF CALCULATING THE BASIC PARAMETERS OF THE MANUAL HYDRAULIC CUTTER-SPREADER TOOL

Б.С. Султаналиев, В.Э. Ерестьянц

Бул иште өзгөчө кырдаал учурларда куткаруу иштерин аткаруу үчүн гидравликалык биргелештирилген кеңейткич кайчынын күчтүк мүнөздөмөлөрүн эсептөө усулу келтирилет. Кайчынын кинематикалык солокоту иштеп чыгарылды жана анын математикалык сыпаттамасынын негизинде кайчынын жасактарынын ачылышынан жана жакындаштыруу күчтөрүнөн кеңейтүү күчтүн көз карандылыгы алынды. Бул көз карандылардын диаграммалары түзүлдү.

Кайчынын жасактарынын ачылышынан ар кандай диаметрдеги темир чыбыкты кесүү күчтүн көз карандылыктары аныкталган жана ал көз карандылыктардын диаграммалары түзүлгөн.

В данной работе приводится методика расчета силовых характеристик гидравлических комбинированных ножниц-расширителей для выполнения спасательных работ в условиях чрезвычайных ситуаций. Разработана кинематическая схема ножниц и на основе её математического описания получены зависимости усилия расширения от угла раскрытия челюстей ножниц и усилий стягивания. Построены диаграммы этих зависимостей. Установлены зависимости усилия резания арматуры от угла раскрытия челюстей ножниц и построены диаграммы этих зависимостей при разрезании прутков различного диаметра.

This paper presents a method for calculating the power characteristics of hydraulic combined cutters spreads for rescue operations in emergency situations. A kinematic scheme of cutters has been developed and based on its mathematical description the dependences of the expansion force on the angle of opening of the cutters' jaws and the efforts of tightening have been obtained. The diagrams of these dependencies are constructed. The dependences of the cutting force of the reinforcement on the angle of the cutters' jaws opening are established, and diagrams of these dependencies are constructed when cutting rods of different diameters.

Түйүн сөздөр: гидравликалык авариялык-куткаруу аспап; гидравликалык кайчы-кеңейткичтер; кесүү күч; жакындаштыруу күч; кеңейтүү күч.

Ключевые слова: гидравлический аварийно-спасательный инструмент; гидравлические ножницы-расширители; усилие резания; усилие стягивания; усилие расширения.

Keywords: hydraulic emergency rescue tools; hydraulic cutter-spreader tool; cutting force; the force of constriction; expansion force.

Согласно «Концепции комплексной защиты населения и территории Кыргызской Республики от чрезвычайных ситуаций на 2018–2030 годы», одним из приоритетных направлений является повышение уровня защищенности населения и территорий. Это определяет необходимость повышения готовности служб МЧС к чрезвычайным ситуациям для обеспечения эффективного реагирования. Решение этой проблемы требует полного охвата специализированными службами всего населения и территорий, а также оснащения служб спасения необходимым современным оборудованием и средствами для реагирования на чрезвычайные ситуации.

В настоящее время для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций широко используются комплекты гидравлических аварийно-спасательных инструментов фирм «Спрут», «Медведь», «Простор» (Россия), «Лукас» (Германия), «Холматро» (Голландия) и др. [1–4]. Сопоставление основных технических характеристик образцов гидравлического аварийно-спасательного инструментов этих фирм показывает сходство силовых, массо-габаритных параметров и номенклатуры инструментов, выпускаемых в настоящее время. Отличия заключаются в конструктивных исполнениях, в частности, в конструкциях механизма включения инструмента, конфигурации ножей (челюстей), конструкции гидроразъемов и др. Кроме того, подводимое давление жидкости в современных инструментах колеблется в пределах 63–80 МПа.

В Институте машиноведения НАН КР первые попытки по созданию гидравлических ножниц для аварийно-спасательных, строительно-монтажных и горных работ были предприняты в первой половине 1990 гг. [5, 6]. Были разработаны методика расчета гидравлических ножниц, навешиваемых на манипулятор экскаватора [7], и конструкция ручных гидравлических кусачек-ножниц [8]. Но по силовым и массо-габаритным показателям эти ножницы не могут конкурировать с современными инструментами. В связи с этим в Институте машиноведения НАН КР были продолжены работы по созданию ручных ножниц-кусачек и ножниц-расширителей с учетом современного состояния в области создания аварийно-спасательных инструментов.

По функциональным возможностям все рабочие инструменты можно разделить на универсальные или комбинированные, которые могут выполнять несколько операций (перекусывать арматуру, раздвигать плиты, перемещать различные тяжести и т.д.), в том числе специальные (для каждой конкретной операции свой инструмент). Наибольшее применение при ликвидации последствий различных чрезвычайных ситуаций получили универсальные инструменты. Например, гидравлические комбинированные ножницы, с помощью которых можно резать арматуру, элементы стальных конструкций различного профиля, металлические трубы, расширять узкие проемы, поднимать и перемещать элементы строительных конструкций.

Основными параметрами гидравлических ножниц-расширителей являются максимальная режущая сила, максимальная расширяющая сила и максимальная тянущая сила. При этом высокие силовые характеристики необходимо обеспечить при малой массе и габаритах ножниц.

В данной работе приводится методика расчета силовых характеристик гидравлических ножниц-расширителей. Кинематическая схема ножниц в начальном положении показана на рисунке 1 а. Поскольку конструкция ножниц симметричная относительно оси, проходящей через гидроцилиндр и шарниры A и B , то достаточно рассмотреть только одну половину ножниц. На рисунке S_0 – расстояние между шарнирами A и B в начальном положении ножниц; β – угол CAB в начальном положении ножниц; γ – текущий угол, изменяющийся при раскрытии ножниц; S_p – рабочий ход поршня.

При перемещении штока цилиндра на величину $S - S_0$ челюсти ножниц раскрываются на угол 2α (рисунок 1 б). При этом

$$\angle BAC = \beta - \alpha; \quad \angle ABC = \gamma; \quad \angle ACB = \beta - \alpha + \gamma,$$

причем величина угла β постоянная, а угол γ является функцией от угла α .

Между этими углами в соответствии с теоремой синусов существует следующая взаимосвязь:

$$\frac{l_1}{\sin(\beta - \alpha)} = \frac{l_2}{\sin \gamma}; \quad \sin \gamma = \frac{l_2}{l_1} \sin(\beta - \alpha).$$

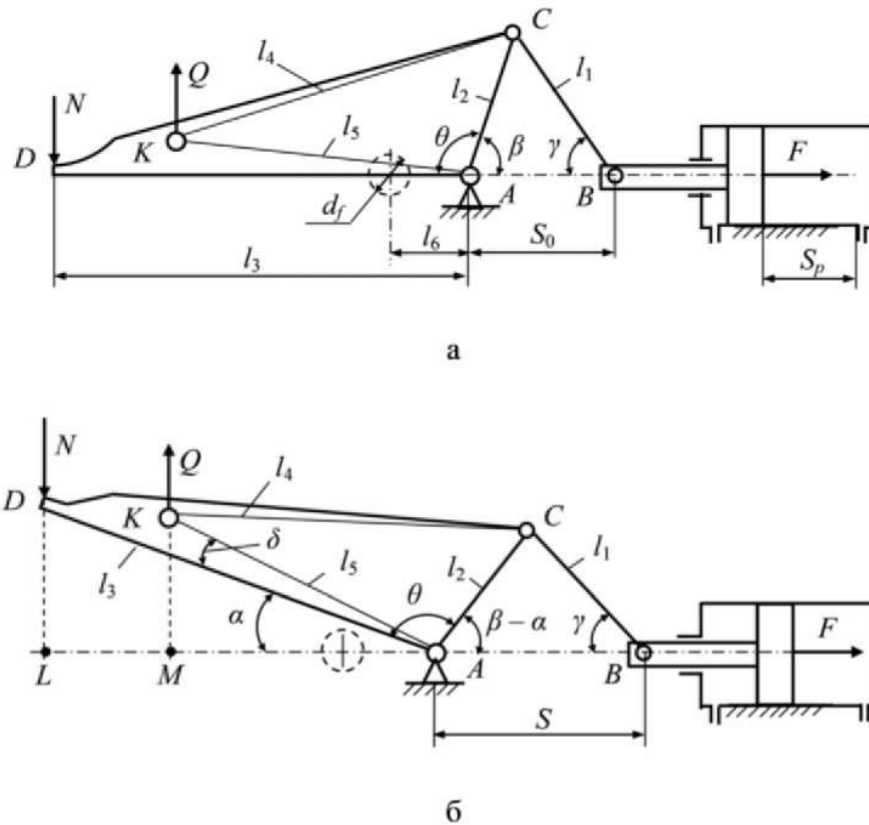


Рисунок 1 – Кинематическая схема ножниц в начальном положении (а) и при раскрытии на угол 2α (б)

Развертывая синус разности углов, получим зависимость угла γ от α :

$$\gamma = \arcsin \left[\frac{l_2}{l_1} (\sin \beta \cos \alpha - \cos \beta \sin \alpha) \right]. \quad (1)$$

Угол β находится из начального положения механизма (рисунок 1а) по теореме косинусов:

$$l_1^2 = l_2^2 + S_0^2 - 2l_2S_0 \cos \beta; \quad \beta = \arccos \left(\frac{l_2^2 + S_0^2 - l_1^2}{2l_2S_0} \right). \quad (2)$$

Для установления зависимости силы распора N от угла раскрытия челюстей ножниц 2α выделим из механизма звено 3, заменив его действие на звено 1 реакцией R_{31} (рисунок 2 а). Разложим эту реакцию на нормальную R_{31}^n и тангенциальную R_{31}^r составляющие. Записывая для звена 1 уравнение моментов относительно шарнира C , найдем $R_{31}^r = 0$ и, следовательно, $R_{31} = R_{31}^n$.

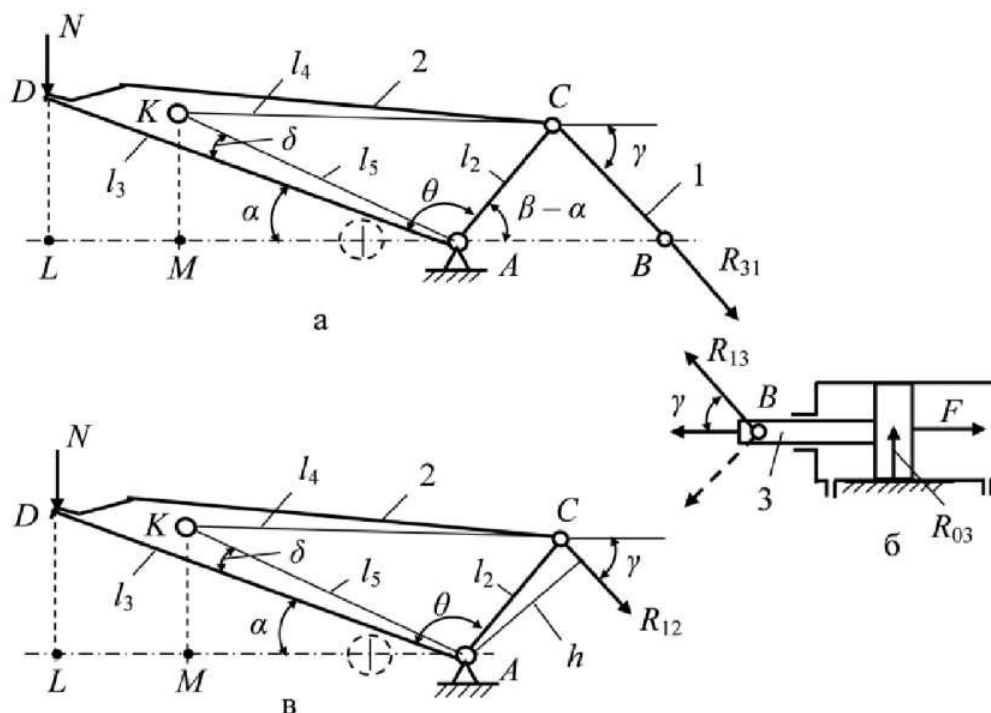


Рисунок 2 – К расчету зависимости усилия распора N от угла раскрытия челюстей ножниц 2α

Для определения величины реакции R_{31} рассмотрим звено 3 (рисунок 2 б). Приложим к шарниру В реакцию R_{13} от действия звена 1 на звено 3. Она направлена противоположно реакции R_{31} . Запишем уравнения проекций всех сил, действующих на звено 3, на вертикальную и горизонтальную оси.

$$R_{13} \sin \gamma = R_{03}; \quad R_{13} \cos \gamma = F / 2.$$

В этих уравнениях учтено, что на ползун действует реакция и от нижней, отброшенной половины ножниц. Поэтому сила F распределяется поровну между верхней и нижней половинами и в правой части второго уравнения стоит $F/2$. Реакции R_{03} от нижней и верхней половин ножниц взаимно уничтожаются, а из второго уравнения следует

$$R_{13} = \frac{F}{2 \cos \gamma}. \quad (3)$$

Сила F определяется через параметры гидроцилиндра и рабочее давление жидкости. При раскрытии ножниц поршень гидроцилиндра движется вправо и усилие на штоке равно

$$F = p_n(S_2 - S_1) - p_c S_2, \quad (4)$$

где p_n, p_c – давление жидкости соответственно в напорной и сливной магистрали; S_1, S_2 – площади поперечных сечений штока и поршня.

Определение усилия N

Для определения взаимосвязи усилия распора N с углом раскрытия ножиц 2α рассмотрим звено 2, заменив действие звена 1 на него реакцией R_{12} (рисунок 2 в). Эта реакция равна по величине и направлению реакции R_{31} . Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2, относительно шарнира A .

$$Nl_{AL} - R_{12}h = 0,$$

где l_{AL} – длина отрезка AL ; h – плечо силы R_{12} .

Из этого уравнения следует

$$N = R_{12}h / l_{AL}. \quad (5)$$

Учитывая соотношения

$$R_{12} = \frac{F}{2 \cos \gamma}; \quad l_{AL} = l_3 \cos \alpha; \quad (6)$$

$$h = l_2 \sin(\gamma + \beta - \alpha) = l_2 (\sin \gamma \cos(\beta - \alpha) + \cos \gamma \sin(\beta - \alpha)), \quad (7)$$

представим формулу (5) в виде

$$N = \frac{Fl_2 (\sin \gamma \cos(\beta - \alpha) + \cos \gamma \sin(\beta - \alpha))}{2l_3 \cos \alpha \cos \gamma}. \quad (8)$$

Разделив числитель и знаменатель на $\cos \gamma$, запишем:

$$N = \frac{Fl_2 (tg \gamma \cos(\beta - \alpha) + \sin(\beta - \alpha))}{2l_3 \cos \alpha}. \quad (9)$$

Углы γ и β в этом выражении определяются по формулам (1), (2).

Определение усилия Q

Для определения зависимости растягивающего усилия Q от угла α (рисунок 3 а) вернемся к схеме, показанной на рисунке 2 б. При сближении губок ножиц поршень гидроцилиндра движется влево и усилие F , показанное на схеме, изменяется по знаку (рисунок 3 б). При определении усилия Q формулы (1)–(3) не меняются, а вместо формул (4)–(5) имеем:

$$F = p_n S_2 - p_c (S_1 - S_2); \quad (10)$$

$$Ql_{AM} - R_{12}h = 0; \quad Q = \frac{Fh}{2l_{AM} \cos \gamma}. \quad (11)$$

В последней формуле величины γ и h по-прежнему определяются из выражений (1) и (7). Следовательно, остаётся выразить длину l_{AM} через параметры ножниц.

Из рисунка 3 в видно, что

$$l_{AM} = l_5 \cos(\alpha + \delta) = l_5 (\cos \alpha \cos \delta - \sin \alpha \sin \delta). \quad (12)$$

Подставляя это выражение в формулу (11), учитывая выражения (1), (7) и деля числитель и знаменатель на $\cos \gamma$, получим

$$Q = \frac{Fl_2 [tg \gamma \cos(\beta - \alpha) + \sin(\beta - \alpha)]}{2l_5 (\cos \alpha \cos \delta - \sin \alpha \sin \delta)}. \quad (13)$$

В этом выражении неизвестен угол δ , который для данной конструкции величина постоянная. Для его определения обозначим угол CAK через ε и запишем:

$$\delta = \theta - \varepsilon.$$

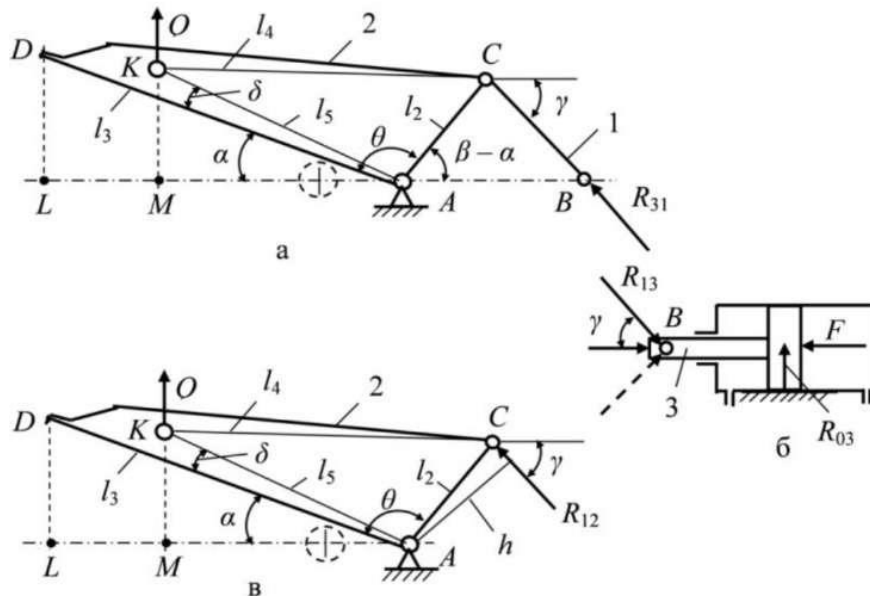


Рисунок 3 – К расчету зависимости усилия Q от угла раскрытия челюстей 2α

Из рисунка 1а видно, что

$$\theta = \pi - \beta.$$

Тогда

$$\delta = \pi - (\beta + \varepsilon); \quad \sin \delta = \sin(\beta + \varepsilon); \quad \cos \delta = -\cos(\beta + \varepsilon). \quad (14)$$

Величина угла ε определится из теоремы косинусов (рисунок 3 в) как:

$$\cos \varepsilon = \frac{l_4^2 - l_2^2 - l_5^2}{2l_2l_4}; \quad \varepsilon = \arccos \frac{l_4^2 - l_2^2 - l_5^2}{2l_2l_4}. \quad (15)$$

Таким образом, все углы, входящие в выражение (13), за исключением угла α , определены и, подставляя в него различные значения α , можно построить зависимость $Q(\alpha)$.

Зная угол раскрытия челюстей, можно найти величину их раскрытия y по формуле

$$y = 2DL = 2l_3 \sin \alpha. \quad (16)$$

В качестве примера проведены расчеты для ножниц со следующими параметрами:

$l_1 = 84$ мм; $l_2 = 80$ мм; $l_3 = 215$ мм; $l_4 = 200$ мм; $l_5 = 170$ мм; $l_6 = 45$ мм; $S_0 = 65$ мм;

$S_p = 90$ мм; диаметр штока 25 мм; диаметр поршня 60 мм; давление в напорной магистрали 80 МПа, в сливной магистрали 0,2 МПа.

Полученные результаты представлены на рисунках 4, 5.

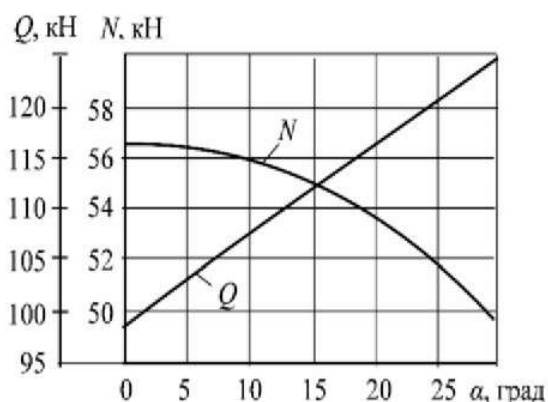


Рисунок 4 – Диаграммы зависимости усилий N и Q от половины угла раскрытия челюстей α

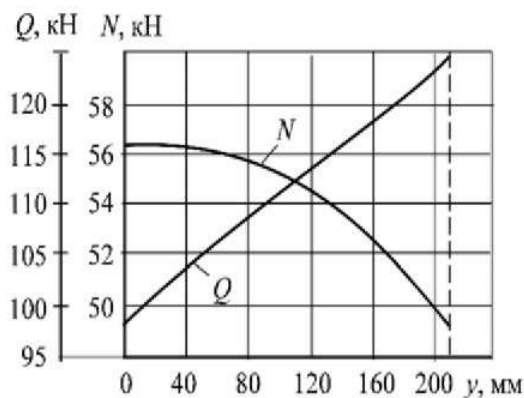


Рисунок 5 – Диаграммы зависимости усилий N и Q от величины раскрытия челюстей y

Из них следует, что при раскрытии челюстей ножниц усилия на концах их губок уменьшаются. Но это уменьшение не столь существенно. При полном раскрытии челюстей на угол $2\alpha = 60^\circ$ усилие снижается всего на 12 %.

Зависимость усилия Q от α более существенна. Она практически линейная и при изменении 2α от 60° до нуля усилия снижаются на 22 %.

Определение усилия резания арматуры P

При определении усилия резания арматуры расчетная схема отличается от представленной на рисунке 3 только плечом силы P (рисунок 6). Кроме того, угол раскрытия челюстей α зависит от диаметра разрезаемого прутка.

При определении силы P примем, что разрезание прутка начинается, когда угол α равен нулю (рисунок 6 а).

При этом угол между касательной к разрезаемой поверхности и крайней гранью ножниц AD равен ϑ . Величина этого угла связана с диаметром разрезаемого прутка соотношением

$$\vartheta = \arcsin(r/l_6). \quad (17)$$

При повороте лезвия ножниц от начального положения на угол α угол между касательной к разрезаемой поверхности и линией AD равен $\vartheta - \alpha$ (рисунок 6 б). При этом плечо l_{AG} силы резания P определится как

$$l_{AG} = r / \operatorname{tg} \vartheta.$$

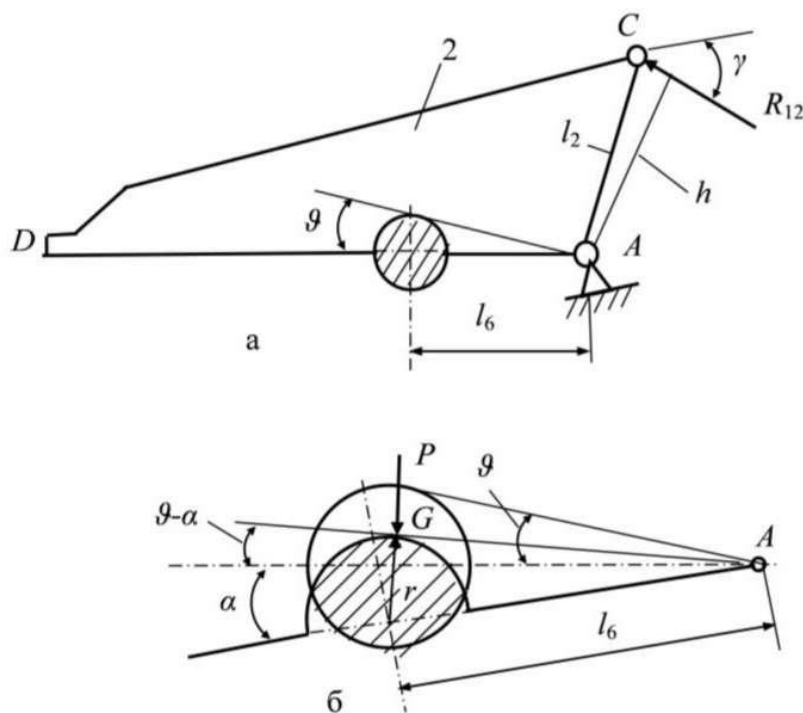


Рисунок 6 – К определению силы P

Записывая уравнение моментов для этой силы относительно оси вращения A

$$Pl_{AG} = R_{12}h$$

и подставляя в него соотношения (6), (7), получим:

$$P = \frac{Fl_2 (\operatorname{tg} \gamma \cos(\beta - \alpha) + \sin(\beta - \alpha))}{2l_6 \cos(\vartheta - \alpha)}. \quad (18)$$

Раскрытие челюстей, как и ранее, определится по формуле (16).

Результаты расчета усилия резания при различных диаметрах прутка приведены на рисунке 7, где $2\alpha_m$, y_m – максимальные значения угла и величины раскрытия челюстей, соответствующие окончанию резания.

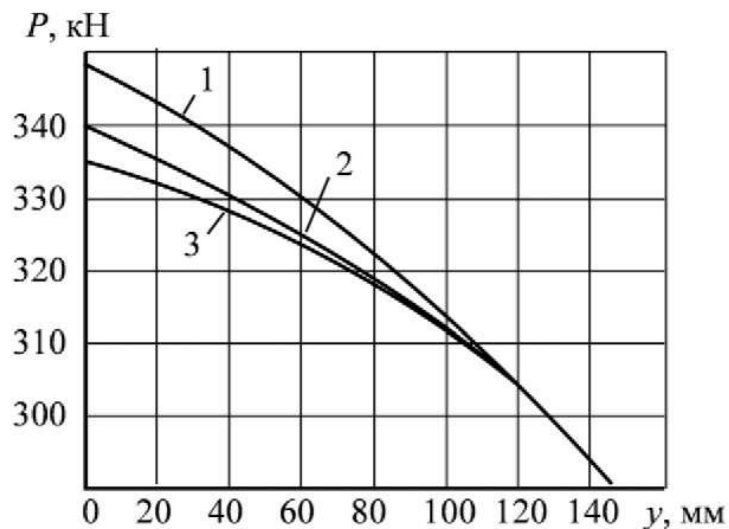


Рисунок 7 – Диаграммы зависимости усилия резания от величины раскрытия челюстей для прутков различного диаметра: 1 – 32 мм, 2 – 25 мм, 3 – 20 мм

Из этих результатов следует, что максимальное значение силы P , которое могут развивать ножницы, соответствует началу резания. Для прутков с диаметром от 20 до 32 мм оно составляет 334–350 кН, т.е. изменяется всего на 4,8 %. В дальнейшем, по мере увеличения раскрытия челюстей, эта сила уменьшается для прутка диаметром 32 мм на 17 %, а для прутка диаметром 20 мм – на 3–4 %.

При расчете принималось, что радиус режущей части лезвия равен радиусу разрезаемого прутка. На самом деле этот радиус соответствует прутку наибольшего диаметра. Но это не оказывает существенного влияния на результаты расчета.

Таким образом, получены зависимости усилия от угла и величины раскрытия челюстей в режиме работы ножниц как расширителя и зависимость усилия резания от величины раскрытия челюстей для прутков различного диаметра в режиме работы

ножниц как резака. Эти результаты могут быть использованы при проектировании нового инструмента ножниц-расширителя типа «Импульс».

Литература

1. Климовцов, В.М. Сравнительный анализ современных образцов гидравлического аварийно-спасательного инструмента // Интернет-журнал "Технологии техносферной безопасности". 2008. № 4. М.: АГПС.
2. Лавриненко, Д.Ф., Петренко, П.П., Баринев, М.Ф., Мясников, Д.В. Основы применения аварийно-спасательного инструмента и оборудования. Учебное пособие. Химки: АГЗ МЧС России, 2014.
3. <http://lukas.indpart.ru/hydraulics/cutting equipments/cutters>
4. <http://www.holmatro.ru/catalogs/rescue-tools2018.pdf>.
5. Мендекеев, Р.А. Гидравлические ножницы для аварийно-спасательных, строительно-монтажных и горных работ / Сборник трудов Инженерной академии КР. Бишкек, 1995. С. 99–106.
6. Мендекеев, Р.А. Конструктивные особенности мобильных гидравлических ножниц МГН-1 «Кескич» / Механизмы переменной структуры и вибрационные машины: Материалы второй международной конференции. Бишкек, 1995. С. 184–191.
7. Мендекеев, Р.А. Гидравлические машины с механизмами типа ножниц-кусачек и методика расчета их основных параметров / Механизмы переменной структуры и вибрационные машины: Материалы второй международной конференции. Бишкек, 1995. С. 178–183.
8. Мендекеев, Р.А. Методика расчета параметров и конструкция ручных гидравлических кусачек-ножниц типа РКГ «Кескич» / Сборник трудов Инженерной академии КР. Бишкек, 1995. С. 107–115.