

23. Марченко Б. Г., Мыслович М. В. Вибродиагностика подшипниковых узлов электрических машин. – Киев : Наук. думка, 1992. – 195 с.
24. Неразрушающий контроль: справочник. – Т. 7. Кн. 2. Вибродиагностика / Ф. Я. Балицкий, А. В. Барков, Н. А. Баркова и др. – М. : Машиностроение, 2005. – 829 с.
25. Никитин Ю. Р., Абрамов И. В. Диагностирование мехатронных систем : учеб. пособие. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2011. – 116 с.
26. Никитин Ю. Р., Абрамов И. В. О построении системы диагностирования станков с ЧПУ // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2011. – № 4. – С. 32–35.
27. Никитин Ю. Р., Абрамов И. В. Применение системы нечеткого вывода для диагностирования электрических двигателей // Материалы 4-й Всероссийской мультиконференции – Т. 2. – Таганрог : Изд-во ТТИ ЮФУ, 2011. – С. 370–372.
28. Никитин Ю. Р., Абрамов И. В., Степанов П. И. Логико-лингвистическая модель диагностирования и прогнозирования остаточного ресурса мехатронных объектов // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 2. – С. 79–87.
29. Петрухин В. В., Петрухин С. В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации: учебное пособие. – М. : Инфра-Инженерия, 2010. – 176 с.
30. Санников А. А., Кузубина Н. В. Техническая диагностика машин и оборудования // Подготовка кадров и эффективность производства. Предприятие – вуз. Опыт многолетнего сотрудничества : монограф. сб. / М-во образования и науки РФ, Урал. гос. лесотехн. ун-т ; [под ред. А. А. Санникова, Н. В. Кузубиной, Л. В. Фисюк]. – Екатеринбург : УГЛТУ, 2013. – С. 263–280.
31. Сафарбаков А. М., Лукьянов А. В., Пахомов С. В. Основы технической диагностики: учебное пособие. – Иркутск: ИрГУПС, 2006. – 216 с.
32. Синопальников В. А., Григорьев С. Н. Надежность и диагностика технологических систем : учебник / В. А. Синопальников. – М. : Высш. шк., 2005. – 343 с.
33. Степанов П. И. Разработка модели системы комплексной диагностики электромеханического привода // Инновационные технологии и экономика в машиностроении : сб. тр. III Междунар. науч.-практ. конф. с элементами научной школы для молодых ученых : в 2 т. / Юргинский технологический институт. – Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – Т. 1. – С. 341–344.
34. Степанов П. И., Лагуткин С. В., Никитин Ю. Р. Комплексная токовая и вибродиагностика электромеханических систем // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 2. – С. 160–165.
35. Схиртладзе А. Г., Уколов М. С., Скворцов А. В. Надежность и диагностика технологических систем : учебник / под ред. А. Г. Схиртладзе. – М. : Новое знание, 2008. – 518 с.
36. Явленский К. Н., Явленский А. К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – Л. : Машиностроение, Лен. отд. 1983. – 239 с.
37. ГОСТ Р ИСО 10816-4-99. Государственный стандарт Российской Федерации. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на возвращающихся частях. Ч. 4.

\* \* \*

K. L. Stolbov, Master's Degree Student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University  
Yu. R. Nikitin, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

#### Diagnosis of gearmotors for rolling mill line 250

The article considers diagnosis gearmotors of rolling mill line 250 on the basis of logical-linguistic model. The proposed model includes the description of the source of linguistic variables and technical conditions database system of fuzzy inference rules for determining the technical state of gearmotors. The new integral diagnostic parameter of gearmotors is proposed, namely the sum of amplitudes of vibration acceleration for the frequency range from 6.3 to 1250 Hz of the 1/3-octave filter.

**Keywords:** gearmotors, vibration, diagnosis, logical-linguistic model

Получено: 15.08.14

УДК 623.44

А. Г. Тарнаев  
ОАО «Завод № 9», г. Екатеринбург

#### О ВЫБОРЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КЛИНОВОГО ЗАТВОРА АРТИЛЛЕРИЙСКОГО ОРУДИЯ

Из анализа геометрии конструкции клинового затвора выводятся зависимости для передаточного отношения, связывающего перемещение выбрасывателя и перемещение клина. Показано, что максимальное значение передаточного отношения, зависящего от геометрии профилей пазов в клине и казеннике, составляет  $i_1 \approx 1,6$ , а выбор конструктивных параметров механизма затвора позволяет дополнительно изменять передаточное отношение  $i_2$  в пределах от 0,5 до 4,0.

**Ключевые слова:** артиллерийское орудие, клиновой затвор, передаточное отношение.

Одной из задач, решаемых при проектировании механизмов артиллерийского орудия, является задача о выборе конструктивно-компоновочной схемы и основных геометрических размеров затвора артиллерийского орудия. Практика показывает, что при проектировании нового артиллерийского орудия су-

ществует ограниченный набор типовых конструктивных решений затвора, который определяется, например, назначением орудия, его калибром, темпом стрельбы и прочими ограничениями. Вопросы оптимального проектирования затвора и его механизмов по условиям работоспособности рассматриваются,

например, в [1]. Как правило, при проектировании механизмов затвора учитываются ограничения по максимальным напряжениям и деформациям в процессе их работы, требования по обеспечению долговечности при заданном числе циклов нагружения и т. д. Ниже рассматривается частная задача о выборе размеров плавающего рычажного выбрасывателя (ПРВ) клинового затвора, которые обеспечивают значение передаточного отношения  $i$ , связывающего перемещение выбрасывателя и перемещение клина, в установленных пределах  $i_{\min} \leq i \leq i_{\max}$  (клин механически воздействует на выбрасыватель, обеспечивая его перемещение). Выбор передаточного отношения – это часть кинематического анализа работы выбрасывающего механизма (ВМ), которая является обязательной на ранних стадиях проектирования ПРВ.

При синтезе выбрасывающего механизма (ВМ) исходным является закон движения стреляной гильзы  $X_{\Gamma} = X_{\Gamma}(t)$  или скорость ее экстракции  $V = V_{c,x}$ . При этом следует иметь в виду, что скорость экстракции и передаточное отношение ПРВ находятся в пропорциональной зависимости.

Расчетная схема ПРВ в начальный момент экстракции и принятая в расчетах система координат показаны на рис. 1. ПРВ кулачкового типа представляет собой двухплечий рычаг, точка опоры  $B$  которого изменяет свое положение в процессе экстракции, благодаря чему меняется соотношение плеч и достигается плавное увеличение скорости экстракции. При открывании затвора копирный паз клина «г-г» нажимает на цапфу выбрасывателя и смещает его по копирному пазу «а-а» в казеннике. При этом выбрасыватель, перекатываясь по казенному срезу трубы «д-д», вращается вокруг мгновенного центра вращения (МЦВ) «Р» с угловой скоростью  $\omega$  и выжимает гильзу.

Из [2] известно, что окружная скорость точки  $A$  – центра цапфы выбрасывателя относительно МЦВ – равна:

$$V_a = V_{\text{кл}} \frac{\sin(\alpha - \gamma_{\text{кл}})}{\sin(\alpha + \varphi)}.$$

Здесь и ниже обозначены:

–  $V_{\text{кл}}$ ,  $\gamma_{\text{кл}}$ ,  $\alpha$ ,  $\varphi$ ,  $\rho$  – скорость клина в направлении его движения, угол клина, угол между осью координат  $OX$  и вектором  $NA$ , угол между осью координат  $OZ$  и касательной к копирному пазу казенника «а-а», угол трения;

–  $\beta$ ,  $\beta_0$ ,  $d_a$ ,  $d_c$  – угол между осью  $OX$  и вектором  $AK$ , угол между отрезками  $KA$  и  $KC$ , расстояние от точки  $A$  до точки  $K$ , расстояние от точки  $C$  до точки  $K$ ;

–  $\omega$  – угловая скорость выбрасывателя;

–  $R_a$  и  $K$  – соответственно, радиус и центр кривизны рабочей поверхности выбрасывателя;  $X_a$  – координата точки  $A$ ;

–  $V_{c,z}$ ,  $V_{c,x}$  – проекции вектора скорости центра зацепа выбрасывателя (точка  $C$ );

–  $r_{\text{кл}}$ ,  $R_{\text{к}}$  – радиусы кривизны копирного пазу в клине и в казеннике;

–  $S_3$ ,  $R_3$ ,  $r_b$ ,  $d_{\text{ц}}$  – базовые параметры ПРВ – ход зацепа выбрасывателя, радиус кривизны зацепа выбрасывателя, радиус кривизны рабочего профиля выбрасывателя, диаметр цапфы выбрасывателя;

–  $\Delta X_a = X_{a,n} - X_{a,k}$  – ход цапфы выбрасывателя ( $X_{a,n}$  и  $X_{a,k}$  – начальное и конечное положение цапфы выбрасывателя при экстракции).

Здесь  $H_0$  – конструктивная высота выбрасывателя в начальном его положении;  $X_{a,n}$  – положение точки  $A$  – центра цапфы выбрасывателя относительно зеркала казенника в его начальном положении;  $X_{a,l}$  – текущее значение расстояния от точки  $A$  до зеркала казенника.

Запишем дополнительно уравнения, связывающие конструктивные параметры механизма и следующие из рис. 1:

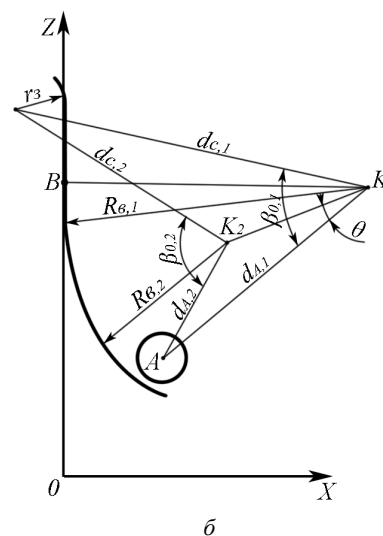
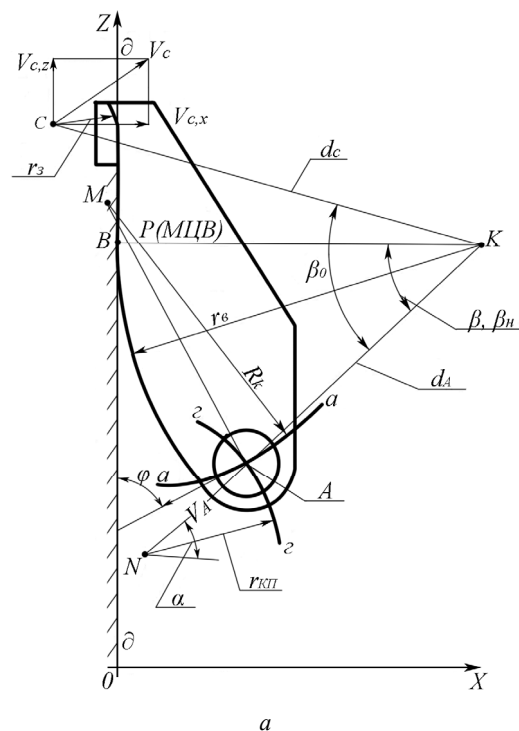


Рис. 1. Расчетная схема выбрасывателя

$$AP = \frac{d_a \sin \beta}{\sin \phi}, \quad (1)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{R_g - X_a}{d_a}\right), \quad (2)$$

$$\omega = V_{\text{кл}} \frac{\sin(\alpha - \gamma_{\text{кл}}) \sin \phi}{\sin(\alpha + \phi) d_a \sin \beta}, \quad (3)$$

$$V_{c,z} = V_{\text{кл}} \frac{\sin(\alpha - \gamma_{\text{кл}}) \sin \phi}{\sin(\alpha + \phi) d_a \sin \beta} \left[ d_c \cos(\beta_0 - \beta) - \frac{\sin(\phi + \beta)}{\sin \phi} d_a \right], \quad (4)$$

$$V_{c,x} = V_{\text{кл}} \frac{\sin(\alpha - \gamma_{\text{кл}}) \sin \phi}{\sin(\alpha + \phi) d_a \sin \beta} d_c \sin(\beta_0 - \beta). \quad (5)$$

Считая, что скорость экстракции гильзы  $V = V_{c,x}$ , получим передаточное число выбрасывающего механизма с плавающим рычажным выбрасывателем в следующем виде:

$$i_{\text{ВМ}} = \frac{\sin(\alpha - \gamma_{\text{кл}}) \sin \phi}{\sin(\alpha + \phi) d_a \sin \beta} d_c \sin(\beta_0 - \beta).$$

Анализ последней формулы показывает, что передаточное число ПРВ может быть представлено в виде произведения

$$i_1 = \frac{\sin(\alpha - \gamma_{\text{кл}}) \sin \phi}{\sin(\alpha + \phi)} \quad \text{и} \quad i_2 = \frac{d_c \sin(\beta_0 - \beta)}{d_a \sin \beta} = \frac{H_c}{H_a}.$$

При этом первая часть передаточного числа  $i_1$  зависит от профилей копирного паза в клине (угла  $\alpha$ ) и казеннике (угла  $\phi$ ), а вторая часть  $i_2$  зависит от конструктивных параметров выбрасывателя ( $d_c, d_a, \beta_0$ ), определяющих соотношение его плеч ( $H_c, H_a$ ) в процессе изменения угла  $\beta$ . Это позволяет задачу о выборе конструктивных параметров ПРВ разделить на две взаимосвязанные задачи – задачу выбора профиля копирных пазов в клине и казеннике и задачу выбора конструктивных параметров самого выбрасывателя.

Область допустимых значений передаточного числа  $i_1$  для момента экстракции гильзы в зависимости от углов  $\alpha$  и  $\phi$  и условий эксплуатации показаны на рис. 2. Опыт проектирования показывает, что в первом приближении целесообразно принять значения  $\rho = 5...30^\circ$ ,  $\phi_{\text{к}} = 70^\circ$ . Эти значения углов предотвращают «самозакрывание» затвора и обеспечивают работу ПРВ при отсутствии смазки. Кроме того, для исключения заклинивания цапфы выбрасывателя в пазу казенника необходимо, чтобы выполнялось условие  $2\rho < \alpha + \phi < \pi - 2\rho$ .

Анализ результатов, представленных на рис. 2, показывает, что в реальной конструкции можно получить передаточные отношения  $i_1 < 1,6$ . Таким об-

разом, необходимое передаточное число ПРВ можно получить за счет выбора соотношения плеч выбрасывателя ( $i_2$ ) с учетом габаритных ограничений затвора.

В соответствии с рис. 3, 4 основные расчетные соотношения для определения параметров  $R_{\text{к}}$ ,  $R_{\text{кл}}$ , определяющих профиль копирных пазов в клине и казеннике, можно записать в виде

$$R_{\text{к}} = \frac{\Delta X_a^2 + \Delta Y_a^2}{2(\Delta Y_a \sin \phi_{\text{к}} - \Delta X_a \cos \phi_{\text{к}})}, \quad (6)$$

$$R_{\text{кл}} = \frac{\Delta X_a}{\cos \gamma_{\text{кл}} - \cos \alpha_3}. \quad (7)$$

Здесь  $\Delta X_a, \Delta Y_a$  – величины перемещений цапфы выбрасывателя по координатным осям при повороте выбрасывателя на угол  $\Delta \phi_i$  из начального положения до момента экстракции гильзы.

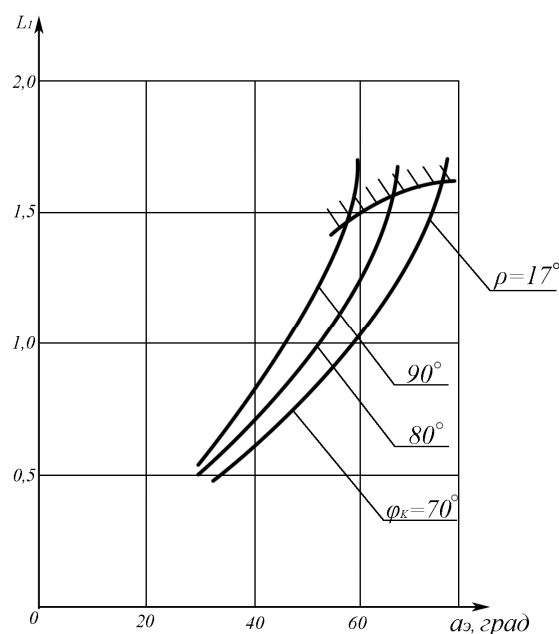


Рис. 2. Зависимости для передаточного числа

При выборе значений  $\Delta X_a, \Delta Y_a$  и  $\alpha_3$  следует обеспечить выполнение условия работоспособности:

$$\Delta Y_{\text{кл}} = \Delta X_a \frac{\sin \alpha_3}{\cos \gamma_{\text{кл}} - \cos \alpha_3} + \Delta Y_a < [\Delta Y_{\text{кл}}]. \quad (8)$$

Здесь  $\Delta Y_{\text{кл}}$  – ход клина, а  $[\Delta Y_{\text{кл}}]$  – его допустимое значение.

Определение базовых параметров ПРВ осуществляется в соответствии с условием работоспособности –  $i_{2\text{min}} < i_2 < i_{2\text{max}}$ , где  $i_{2\text{min}}, i_{2\text{max}}$ , соответственно, верхнее и нижнее значение передаточного числа  $i_2$  самого выбрасывателя, определяемое в первом приближении из условия обеспечения заданной скорости экстракции при определении  $V_{\text{кл}}$ .

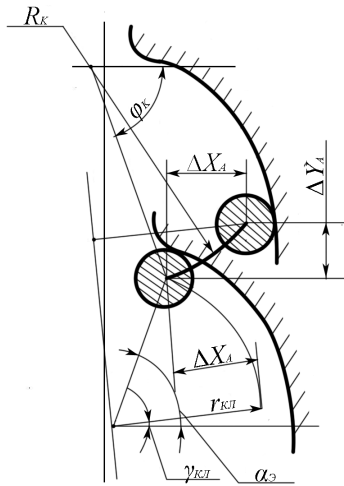


Рис. 3. К определению параметров  $R_k$  и  $R_{kl}$

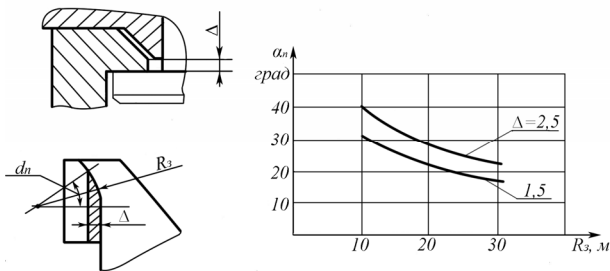


Рис. 4. Зависимость допускаемого угла поворота выбрасывателя от параметров  $\Delta$  и  $R_3$

Поиск базовых параметров ПРВ в первом приближении начинается с задания хода зацепа выбрасывателя, который, как правило, принимается в интервале от 40 до 60 мм. Из условия прочности фланца гильзы определяется минимальный радиус зацепа выбрасывателя  $R_3$ . На практике  $R_3 = 15 - 30$  мм.

Максимально допустимый угол поворота выбрасывателя  $\alpha_{пов}$ , при котором не происходит уменьшение линии контакта зацепа с закраиной гильзы, определяется формулой  $\alpha_{пов} = \arccos\left(1 - \frac{\Delta}{R_3}\right)$ , где  $\Delta = 1,5 - 2$  мм.

Дополнительные соотношения, принимаемые во внимание при проектировании с учетом ограничений на передаточное соотношение  $i_2$ , имеют вид:

– полный ход зацепа выбрасывателя:

$$S_3 = H_0 \sin \alpha_{пов} + R_3(1 - \cos \alpha_{пов}) - X_{a,н} \cos \alpha_{пов} + X_{a,i};$$

– максимальное значение отклонения точки контакта зацепа с закраиной гильзы от начального положения:

$$\Delta Y_{c,max} = \sqrt{H_0^2 + B^2} - H_0, \quad (B = R_3 + X_{a,н});$$

– текущее значение величины  $\Delta Y_{c,i}$ :

$$\Delta Y_{c,i} = B \sin \alpha_{пов} - H_0(1 - \cos \alpha_{пов});$$

– значение радиуса  $r_{B,э}$ :

$$r_{B,э} = \frac{1}{2} \left( X_{a,э} + r_1 + \frac{(H_{a,э})^2}{X_{a,э} - r_1} \right);$$

– значение радиуса кривизны  $r_B$  (в общем случае радиус кривизны может быть переменным):

$$r_B = \frac{S_3 - H_0 \sin \alpha_{пов}}{1 + \cos \alpha_{пов}} - R_3.$$

Для практики представляет интерес зависимость передаточного отношения  $i_2$  и перемещения зацепа выбрасывателя  $S_3$  от соотношения радиусов  $R_{b1}$  и  $R_{b2}$ . На рис. 5 представлены эти зависимости как функции координаты центра цапфы выбрасывателя  $X_{алм}$  и отношения  $R_{b1}/R_{b2}$ .

Анализ представленных результатов показывает, что величина передаточного отношения  $i_2$  в зависимости от выбранных геометрических размеров затвора, может изменяться от значения  $i_2 \approx 0,5$  до значения  $i_2 \approx 4,0$ . Кроме того, большим значениям отношения  $R_{b1}/R_{b2}$  соответствуют большие значения передаточного отношения.

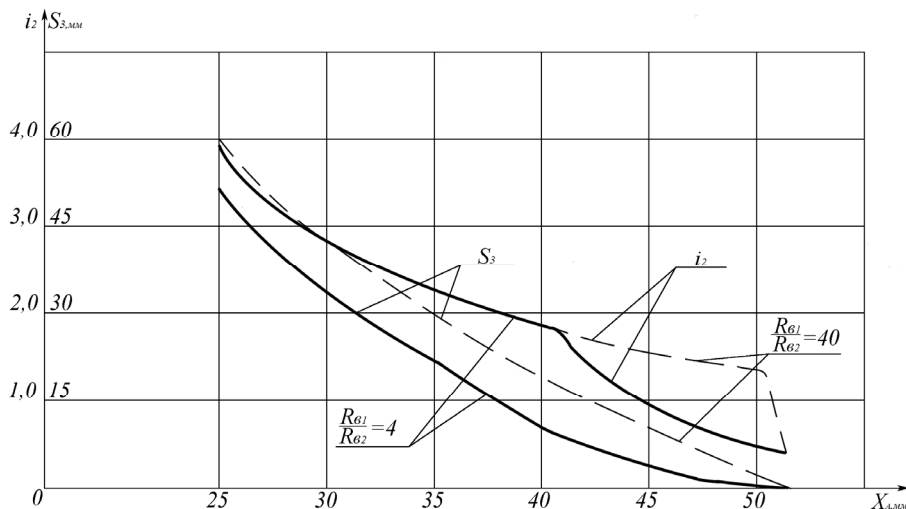


Рис. 5. Зависимость параметров  $i_2$  и  $S_3$  от соотношения  $R_{b1}/R_{b2}$ , радиусов профиля выбрасывателя

Следует отметить, что для корректного выбора основных геометрических размеров затворного механизма, в том числе и оптимального значения передаточного отношения, задачу проектирования механизма следует ставить как задачу выбора, например, в соответствии с [3]. В заключение можно сделать следующие выводы:

– из геометрического анализа, соответствующего работе механизма затвора рычажного типа, установлено, что передаточное отношение, связывающее перемещение выбрасывателя и перемещение клина, может быть представлено в виде произведения двух величин, первая из которых зависит от профилей копирного паза в клине и казеннике, а вторая часть – от конструктивных параметров механизма затвора;

– показано, что максимальное значение передаточного отношения, зависящего от геометрии профилей пазов в клине и казеннике, составляет  $i_1 \approx 1,6$ ;

– выбор конструктивных параметров механизма затвора позволяет изменять передаточное отношение  $i_2$  в пределах от 0,5 до 4,0.

#### Библиографические ссылки

1. Дворянкин А. М., Половинкин А. И., Соболев А. И. Методы синтеза технических решений. – М.: Наука, 1977.
2. Куприянов А. Н. Основы расчета и проектирования полуавтоматических затворов артиллерийских орудий. – М.: Оборонгиз, 1951.
3. Алиев А. В., Мищенко О. В. Математическое моделирование в технике. – М.; Ижевск: Институт компьютерных технологий, 2012.

\* \* \*

A. G. Tarnaev, Deputy General Director, OJSC «The factory №9», Ekaterinburg

#### Choice of gear ratio when designing a wedge breechblock for the artillery piece

*According to analysis of the wedge breechblock design, dependences are obtained for a gear ratio that links the displacements of an extractor and wedge breechblock. It is shown, that the maximum value of the gear ratio depending on geometry of slot's profiles in a wedge breechblock and automatic cocking is  $i_1 \approx 1,6$ . Choosing the design data of the breechblock mechanism allows changing the gear ratio  $i_2$  additionally within limits from 0,5 to 4,0.*

**Keywords:** artillery piece, wedge breechblock, gear ratio

Получено: 14.10.14

УДК 669.04:621. 746.393.001.2

В. Л. Тимофеев, доктор технических наук, профессор

В. Б. Фёдоров, кандидат технических наук, доцент

А. В. Погребовский, магистрант

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

## ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ БЛОЧНЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СЛИТКОВ

*Описан процесс получения металлических слитков без осевой зоны с макро- и микродефектами.*

**Ключевые слова:** металлический расплав, разъемная изложница с внутренними вертикальными перегородками, блочный слиток, электрошлаковая сварка.

Существующий традиционный способ одновременного изготовления нескольких слитков при сифонной разливке сплавов в изложницы используется сейчас наравне со способом разливки сверху [1, с. 362]. В том и другом случае каждый слиток получают в отдельной изложнице, который кристаллизуется по классической схеме, когда в процессе затвердевания расплава внутри него по центру образуется зона с макро- и микроскопическими дефектами, включая концентрированную усадочную раковину, осевую пористость и ликвационные дефекты. Осевая зона с макро- и микродефектами не позволяет получать плотную макроструктуру по центру слитка, имея отклонения от требуемого химического состава. Это ведет к повышенному количеству брака и снижает качество металлопродукции.

Специалисты в области металлургии давно предпринимали попытки разработать технологии для массового производства слитков без осевой зоны с макро- и микродефектами. Так, с помощью направленной кристаллизации получают слитки из сплава на никелевой основе небольшой массы (например, 10 кг) со столбчатой структурой по всему объему [2, с. 197–198]. Другая технология, позволяющая получать высококачественные стальные слитки, названа электрошлаковым переплавом с расходуемым электродом. У отлитого по обычной технологии крупного слитка удаляется осевая зона с макродефектами, а образовавшуюся полость заполняют доброкачественным металлом путем электрошлакового плавления [3, с. 344]. Указанные технологии дороги и используются редко.