

Научная статья
УДК 624.159.2
doi:10.52170/1815-9265_2026_78_109

К выбору параметров податчика для эффективной работы ударной машины при нагельном креплении грунтовых откосов

Денис Сергеевич Воронцов¹, Павел Юрьевич Сырямин², Юрий Николаевич Сырямин³✉

^{1, 2, 3} Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск, Россия

¹ voroncovds@stu.ru

² usokstu@ya.ru

³ syryaminun@stu.ru✉

Аннотация. В статье рассмотрены особенности работы клинового зажимного механизма для передачи энергии удара стержневым технологическим элементам (нагелям, инъекторам, электродам заземления и пр.) с целью выбора оптимальной силы поджатия ударной машины к грунтовому забою от податчика.

Приведена математическая модель силового взаимодействия элементов зажимного узла с целью определения наиболее значимых для передачи энергии удара факторов. Анализ показал, что наибольшее влияние при принятом угле клина имеют коэффициент его сцепления с поверхностью стержневого элемента и коэффициент трения в контакте с наковальней.

Проведены натурные эксперименты с использованием сервогидравлического пресса INSTRON 8802, в ходе которых варьировалось состояние поверхности стержня, степень затупления рабочих кромок клиньев, поджимающая сила для определения начала проскальзывания кулачков по стержню. Каждый эксперимент проводился на новом участке стержня при фиксированном давлении p в пневмоцилиндре зажима и включал не менее пяти последовательных циклов «нагрузка – разгрузка» без переустановки зажима по стержню.

Приведены графики результатов экспериментов и их анализ. Даны рекомендации для проектирования клиновых зажимных механизмов, передающих осевую нагрузку. Для управления зажимом целесообразно использовать упорно-подающее устройство – податчик. Он должен располагаться за пределами рассматриваемой системы и быть не связанным с ней. Податчик позволяет получить оптимальные поджимающие машину усилия без жестких ограничений по габаритам, массе, конструкции. Усилие от податчика также приводит к выборке всех зазоров в системе «ПУМ – зажим – грунтовый забой», что повышает эффективность передачи энергии и производительность процесса.

Ключевые слова: нагельное крепление, ударная система, клиновой зажим, силовое взаимодействие, гидравлический пресс, эксперимент, проскальзывание клина

Для цитирования: Воронцов Д. С., Сырямин П. Ю., Сырямин Ю. Н. К выбору параметров податчика для эффективной работы ударной машины при нагельном креплении грунтовых откосов // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2026. № 1 (78). С. 109–118. DOI 10.52170/1815-9265_2026_78_109.

Original article

To the selection of feeder parameters for efficient operation of the impact machine when doweling soil slopes

Denis S. Vorontsov¹, Pavel Yu. Syryamin², Yury N. Syryamin³✉

^{1, 2, 3} Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

¹ voroncovds@stu.ru

² usokstu@ya.ru

³ syryaminun@stu.ru✉

Abstract. The features of the wedge clamping mechanism for transferring impact energy to core technological elements (nuggets, injectors, grounding electrodes, etc.) are considered in order to select the optimal compression force of the impact machine to the ground face from the feeder.

A mathematical model of the force interaction of the elements of the clamping unit is presented in order to determine the most significant factors for the transmission of impact energy. The analysis showed that the coefficient of adhesion of the wedge to the surface of the core element and the coefficient of friction in contact with the anvil have the greatest effect on the accepted angle of the wedge.

Field experiments were carried out using an INSTRON 8802 servo-hydraulic press, during which the condition of the rod surface, the degree of blunting of the working edges of the wedges, and the clamping force were varied to determine the onset of cam slippage along the rod. Each experiment was carried out on a new section of the rod at a fixed pressure p in the pneumatic cylinder of the clamp and included at least five consecutive load-unloading cycles without resetting the clamp along the rod.

Graphs of experimental results and their analysis are presented. Recommendations are given for the design of wedge clamping mechanisms transmitting axial load. To control the clamp, it is advisable to use a thrust-feeding device – a feeder. It should be located outside of the system in question and be unrelated to it. The feeder allows you to obtain optimal forces that preload the machine without strict restrictions on dimensions, weight, and design. The force from the feeder also leads to the sampling of all gaps in the 'PUM – clamp – ground face' system, which increases the efficiency of energy transfer and the productivity of the process.

Keywords: doweling, impact system, wedge clamp, force interaction, hydraulic press, experiment, wedge slip

For citation: Vorontsov D. S., Syryamin P. Yu., Syryamin Yu. N. To the selection of feeder parameters for efficient operation of the impact machine when doweling soil slopes. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2026;(78):109–118. (In Russ.). DOI 10.52170/1815-9265_2026_78_109.

Введение

Пневмоударные машины со сквозным осевым каналом (ПУМ) для неторцевого ударного воздействия на стержневые технологические элементы (нагели, инъекторы, электроды заземления и пр.), созданные в ИГД СО РАН, не имеют аналогов в мире. Они запатентованы в РФ, США, ФРГ и других странах. Об их востребованности говорят поставки на экспорт и продажа лицензии в ФРГ. Отраслевые методики также рекомендуют их использование в технологических процессах (СТП 013–2001 «Нагельное крепление котлованов и откосов в транспортном строительстве» корпорации «Трансстрой»).

Необходимость в использовании податчика при ударном погружении стержневых элементов обоснована и показана в работе [1]. Это связано в основном с устранением зазоров в ударной системе «машина со сквозным осевым каналом – клиновой зажим – грунтовый забой». Причины их возникновения рассмотрены в работах [1, 2]. Наличие зазоров приводит к снижению производительности погружения стержневых элементов, так как потери энергии удара в первой волне на забое составляют до 30 %. Усилие от податчика также увеличивает время работы клиновых кулачков зажима до замены их на новые или восстановленные наплавкой.

Теоретические исследования

Задача исследования – определить максимальное значение поджимающей силы q от податчика, при котором начинается проскальзывание кулачков, и факторы, влияющие на этот процесс.

К основным параметрам податчика относятся: максимальная и минимальная поджимающая сила, ход и скорость штока пневмоцилиндра.

Максимальная сила поджатия на корпус машины определится из условия отсутствия проскальзывания заклинивающих элементов зажима по поверхности погружаемого элемента. Анализ силового взаимодействия элементов зажима при передаче энергии стержневому элементу без податчика приведен в работе [1]. Процесс нагружения рассматривается как квазистатический. Индексы «к» и «н» указывают, к какому из элементов системы «клин – наковальня» приложена сила, величина которой обозначена той или иной буквой (N , L и т. д.).

Схема силового взаимодействия при работе с податчиком приведена на рис. 1. В этом случае на систему будут действовать внешние осевые силы: сила сцепления F в паре «клин – стержень» и поджимающая сила q от пневмоцилиндра податчика. Сила сцепления F в реальных условиях возникает при наличии достаточного сопротивления грунта внедрению стержня.

При статическом (безударном) нагружении допустимо принять, что наковальня связана с корпусом пневмоударной машины жестко. При этом поджимающая сила q действует постоянно на корпус-наковальню.

Влияние силы удара не учитывается в данном случае, так как импульс силы кратковременен и исчисляется миллисекундами, а значение силы удара более чем на порядок превышает значение поджимающей силы q . Следовательно, процесс передачи энергии удара до определенного значения затупления рабочих кромок кулачков проходит с упругими или пластическими деформациями поверхности стержня. Это показали производственные и лабораторные испытания опытного образца.

Связь между F и силой прижатия кулачка к стержню R_k представлена простейшей зависимостью

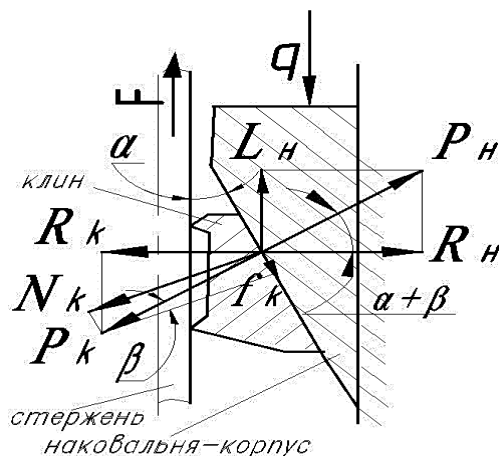


Рис. 1. Схема силового взаимодействия элементов зажима:

силы внешние: F — сила сцепления в паре «клин — стержень»; q — поджимающая сила;
силы внутренние: R_k — сила прижатия кулачка к стержню; N_k — нормальная реакция; f_k — сила трения;
 P_k — результирующая сил N_k и f_k ; L_n и R_n — реактивные силы, действующие на наковальню;
 α — угол клина

$$F = k^* R_k, \quad (1)$$

где k^* — коэффициент трения (сцепления).

В контакте «клин — наковальня» действует нормальная реакция N_k и сила трения f_k . Сила P_k — их результирующая.

Угол β определяется коэффициентом трения k в паре «наковальня — клин»:

$$\beta = \arctg k, \quad (2)$$

где $k = f_k / N_k$.

Из векторной диаграммы сил, действующих на наковальню, имеем

$$L_n = q, R_n = L_n \operatorname{ctg} (\alpha + \beta).$$

Отсюда в режиме нагружения силой q выражение для силы сцепления приобретает вид

$$F = k^* q \operatorname{ctg} (\alpha + \beta). \quad (3)$$

Для работы без проскальзывания требуется, чтобы создаваемая захватом сила сцепления F была не меньше силы поджима q :

$$F \geq q. \quad (4)$$

Учитывая (3), получаем условие, которому должна удовлетворять величина поджимающей силы, чтобы исключить проскальзывание системы «наковальня — клин» вниз по стержню:

$$\bar{g} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}{k^*} - 1 \text{ при } \bar{g} = \frac{g}{F}. \quad (5)$$

Это условие справедливо и для режима забивания стержня, если сила сцепления кулачков со стержнем будет больше сопротивления грунта.

Из (3) видно, что для увеличения нагрузочной способности захвата существуют следующие пути: создание возможно большой за-

мыкающей силы q (от податчика), снижение k и α , а также увеличение k^* . Возможности первого направления сдерживаются конструктивными ограничениями на габариты ударной машины в комплексе с податчиком.

Сила q стремится сдвинуть кулачки, что приводит к возникновению силы трения f_k , препятствующей смещению машины вниз под действием импульса реактивной силы и силы удара. Существенно уменьшить коэффициент трения k в паре «наковальня — клин» практически нереально из-за высокой удельной нагрузки на контактные поверхности пары и сложности обеспечения их защиты от загрязнения. Влияние угла наклона клиновой поверхности α исследовано в работах [3, 4]. Угол β , т. е. коэффициент трения k в паре «наковальня — клин», влияет в той же мере, что и угол клина α . Роль угла β является даже определяющей, так как угол α выбирается из условия отсутствия самоторможения клина по наковальне, т. е. α определяется в зависимости от k : $\operatorname{tg} \alpha > k$.

Необходимо использовать реальные возможности для снижения трения в паре «наковальня — клин»: обеспечить высокую твердость и чистоту обработки контактной поверхности наковальни, хорошую смазку и т. д. Достижительно низкого значения k трудно, так как защита рабочих поверхностей пары «наковальня — клин» от загрязнения при данной конструкции зажима не предусмотрена. Реальные значения находятся в пределах $k = 0,1 \dots 0,15$ [5, 6].

Наименее очевидны возможности и ограничения, связанные с коэффициентом сцепления k^* . Согласно (3), если $k^* \rightarrow \infty$, то $F \rightarrow \infty$. Практически это означает, что реальная нагрузочная способность зажима без проскальзывания будет в этом случае ограничена только прочностью элементов. Пороговые k^* значения k^* , соответствующие реальной области возможного изменения k^* и α , представлены графиками на рис. 2.

Для пары «клин – стержень» необходимо предельно высокое значение коэффициента трения (сцепления) k^* . Известна информация об условиях зажима круглой заготовки кулачками станочного патрона, что близко к зажиму стержня в рассматриваемой конструкции [7]. Коэффициент трения в этой паре существенно

зависит от формы рабочей поверхности кулачков: при гладкой поверхности k^* составляет 0,16–0,18; для поверхности с кольцевыми канавками 0,3–0,4; для канавок в виде решетки 0,4–0,5; для поверхности с острыми зубцами 0,7–1,0.

Экспериментальные исследования

Для определения оптимальной поджимающей силы $F_{\max}^{\text{под}}$ (от податчика) проведена серия лабораторных экспериментов с использованием сервогидравлического пресса INSTRON 8802 (INSTRON, Великобритания), показанного на рис. 3. Пресс позволяет получить максимальную нагрузку до 250 кН и имеет возможность одноосного растяжения, сжатия, ступенчатого нагружения. Погрешности измерения нагрузки составляют $\pm 0,25\%$,

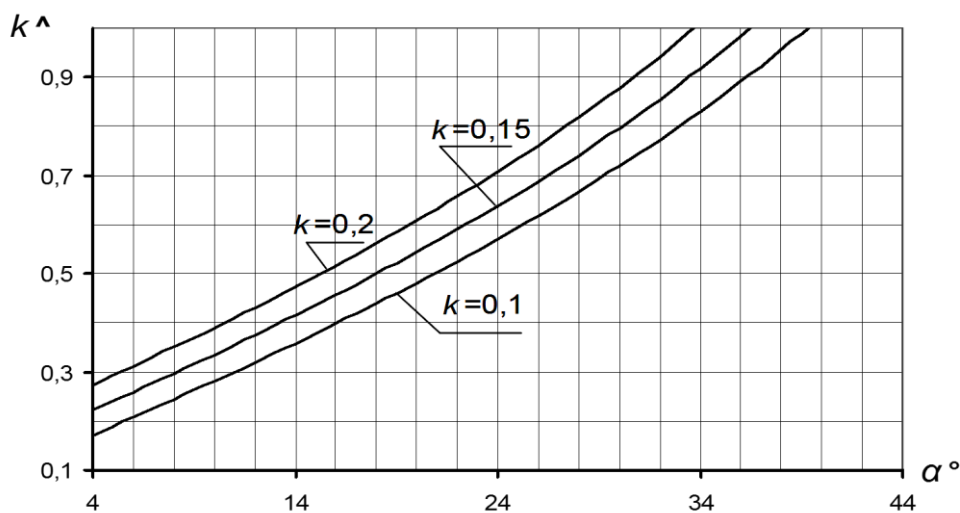


Рис. 2. Зависимость порогового значения коэффициента трения (сцепления) k^* в паре «клин – стержень» от k^* и α



Рис. 3. Сервогидравлический пресс INSTRON 8802

а деформации $\pm 0,5\%$ от измеряемой величины. Применение компьютера с программным обеспечением Console позволяет отслеживать процесс испытания образцов в масштабе реального времени, обрабатывать данные, создавать и хранить отчеты по испытаниям.

Программа нагружения задавалась по перемещению траверсы пресса со скоростью 0,5 мм/мин. В процессе экспериментов проводилось непрерывное измерение и запись в компьютерный файл осевой нагрузки. Увеличение нагружающей силы с определенной скоростью проводилось до момента начала проскальзывания заклинивающих кулачков по стержневому элементу.

В процессе работы острые зубья рабочих кромок кулачков от износа постепенно становятся тупыми, скругленными. Возникает проскальзывание, которое ведет к нарастающему снижению передаваемой энергии, усиленному износу рабочих кромок кулачков, показанному на рис. 4, и падению производительности в реальных производственных условиях [8]. Поэтому важно оценить предельную статическую нагрузку, передаваемую клиновым сопряжением зажима без проскальзывания.

В эксперименте использовался управляемый зажим 1-го типа (рис. 5). Зажимной механизм состоит из наковальни с пазами 1, в которых расположены заклинивающие кулачки 2.

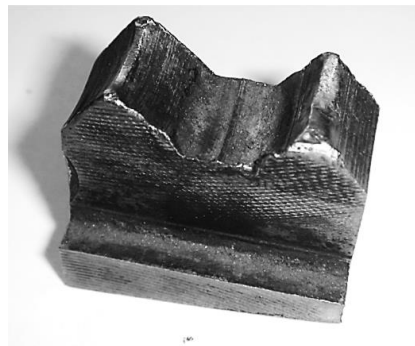


Рис. 4. Кулачок клинового зажима, изношенный от проскальзывания по стержню

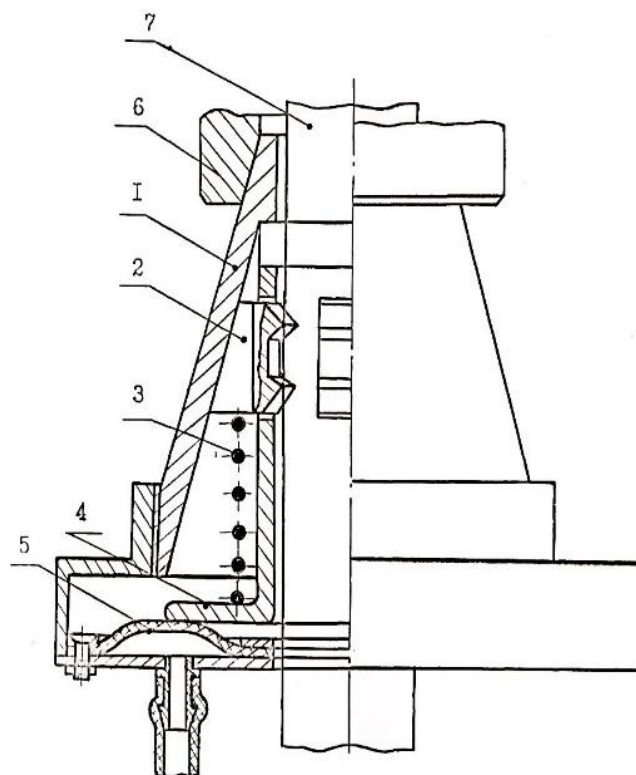


Рис. 5. Зажимной механизм 1-го типа с пневматическим приводом замыкания клиньев:
1 – корпус; 2 – кулачки; 3 – пружина; 4 – втулка; 5 – мембрана; 6 – ударный механизм; 7 – стержень

Заклинивающие элементы зафиксированы в окнах втулки 4, которая поджимается к кулачкам при подаче сжатого воздуха под мембрану 5. Вместо мембраны использовался поршень.

В эксперименте была принята схема нагружения зажима по математической модели, рассмотренной в работе [1]. Нагружающей силой Q (силой удара) в эксперименте являлась статическая сила F , создаваемая прессом (рис. 6).

Величина замыкающей силы q задавалась давлением p сжатого воздуха, подаваемого в пневмоцилиндр захвата. Сила q в этом случае является внутренней силой. Рабочая площадь поршня $2,19 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. Тарировка пневмоцилиндра выполнена с использованием образцового динамометра ДОСМ-3-50У.

Установлено, что в режиме нарастания давления p в пределах рабочего диапазона $6 \cdot 10^5 \geq p \geq 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ для компенсации трения в подвижных сопряжениях механизма используется 15 % рабочей площади поршня. Соответственно, замыкающая сила в эксперименте подсчитывалась как $q = 1,85 \cdot 10^{-2} p$, Н.

В испытаниях использовались стержни (трубы) диаметром 42 мм и твердостью HRC 20 двух видов, которые различались шероховатостью боковой поверхности: одни – без механической обработки (черный прокат), другие – проточены до шероховатости $R_{z6,3}$ («гладкие»).

Секторные клинья с углом заострения $\alpha = 12,5^\circ$ и треугольным профилем имели разную степень притупления: вариант Т – с пло-

щадкой притупления 1,0–1,2 мм; вариант R – с радиусом 0,3 мм и вариант О – острые. Каждый эксперимент проводился на новом участке стержня при фиксированном давлении p в пневмоциindre зажима и включал не менее пяти последовательных циклов «нагрузка – разгрузка» без переустановки зажима по стержню.

Системе автоматического управления работой пресса задавались следующие параметры цикла: для стадии нагружения – ход плунжера 2 или 3 мм; время хода 0,25 или 3 с; для разгрузки – время разгрузки 2 с до силы 400 Н.

Характерные диаграммы в координатах «перемещение плунжера пресса – сила F », полученные в экспериментах (вариант R), представлены на рис. 7. При этом использована проточенная труба ($R_{z6,3}$) диаметром 42 мм и затупленные до $R_{0,3}$ кромки кулачков зажима. Единицы измерения: сила – в кгс, перемещение плунжера пресса – в мм. Замыкающая сила q варьировалась изменением давления сжатого воздуха, подводимого к зажиму.

На рис. 8 приведены диаграммы нагружения зажима с проточенной трубой ($R_{z6,3}$), кулачки зажима с острыми кромками; на рис. 9 – диаграммы нагружения зажима, кулачки с острыми кромками, стальная труба не обработана. Варьируется поджимающая сила q . На диаграммах (см. рис. 7–9) по оси ординат отложена сила F , кгс; по оси абсцисс – перемещение Δ , мм.

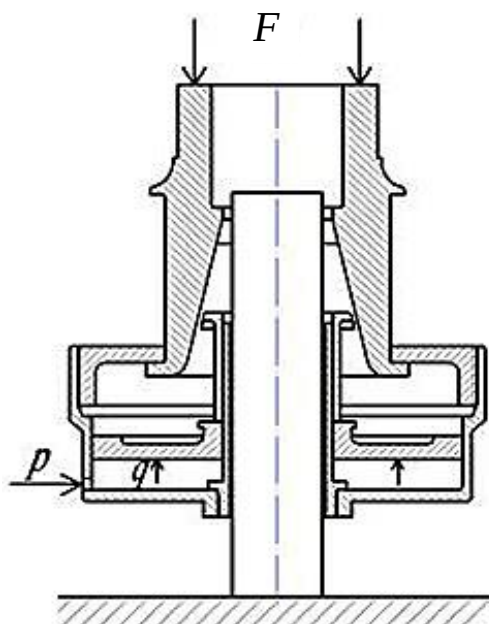


Рис. 6. Схема испытания зажима 1-го типа

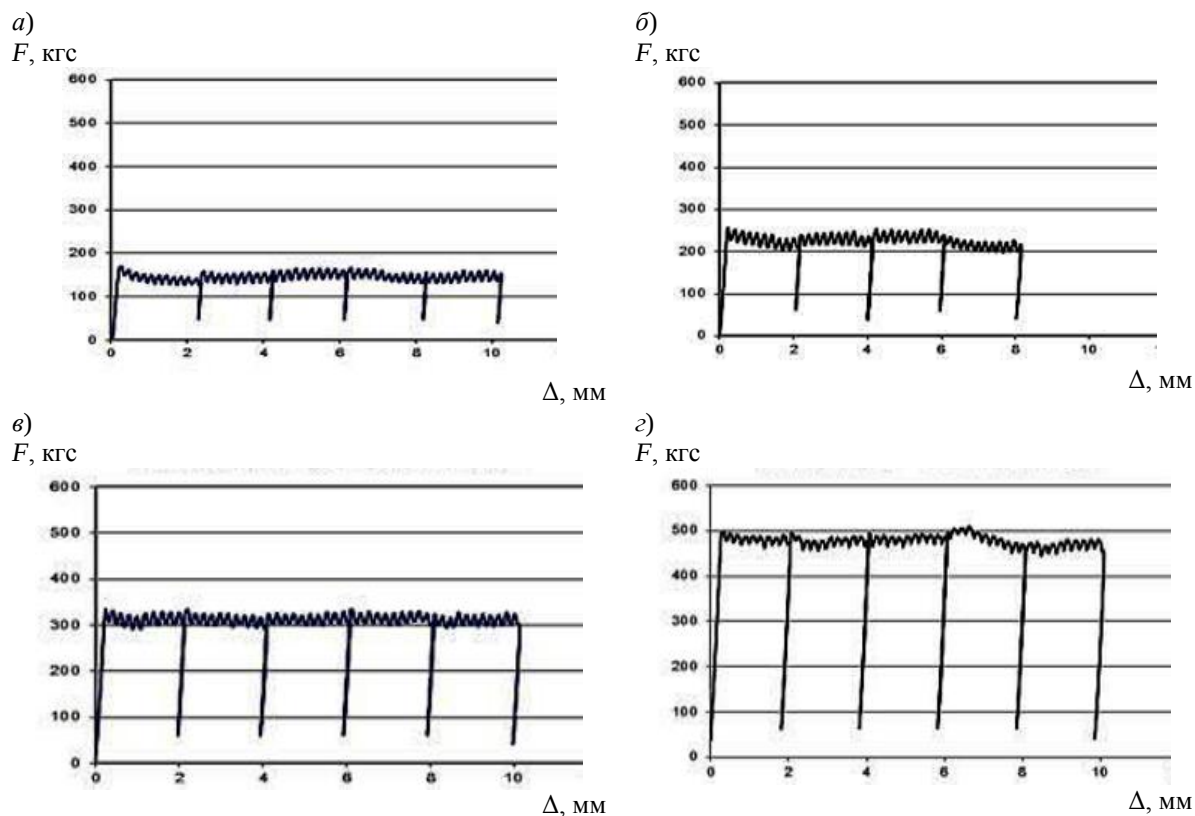


Рис. 7. Диаграммы нагружения (затупленные до R0,3 мм рабочие кромки, труба проточена):
 $a - g = 353 \text{ Н}$; $б - g = 530 \text{ Н}$; $в - g = 706 \text{ Н}$; $г - g = 1\,080 \text{ Н}$

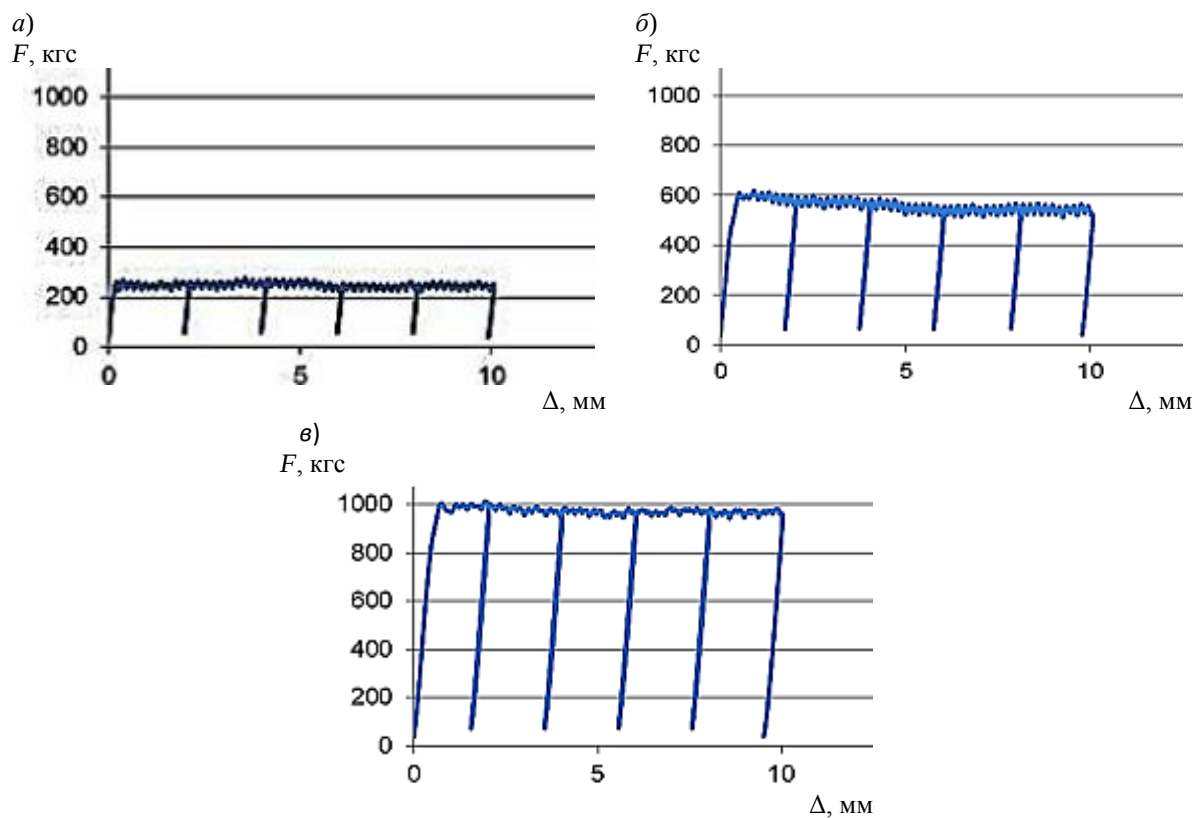


Рис. 8. Диаграммы нагружения (острые рабочие кромки, труба проточена):
 $a - g = 353 \text{ Н}$; $б - g = 706 \text{ Н}$; $в - g = 1\,080 \text{ Н}$

Возможность создания большой подпорной силы g при использовании зажима 1-го типа (см. рис. 5) может быть ограничена предельной массой и габаритами переносной машины. При работе от податчика таких жестких ограничений нет, поэтому следует ориентироваться на оптимальный уровень, который зависит от условий крепления рамы податчика: либо это навеска, как сменное рабочее оборудование на строительно-дорожную машину; либо рама заякоривается вблизи забоя. В любом случае рационально ограничиться максимальным значением подпорной силы не более 10–12 кН.

При работе с зажимом 2-го типа (рис. 10) и податчиком необходимо учесть, что перед ударом величина поджимающей кулачки к стержню силы от податчика g (см. рис. 1) будет меньше на величину реактивной силы отдачи ударной машины, так как ее направление в период рабочего хода ударника способствует размыканию зажима. Естественно, что минимальная сила поджатия $F_{\min}^{\text{под}}$ от податчика должна быть не менее максимальной реактивной силы отдачи $F_{\max}$:

$$F_{\min}^{\text{под}} \geq F_{\max}. \quad (6)$$

Максимальная реактивная сила отдачи $F_{\max}$ определится как

$$F_{\max} = p_{\max} A, \quad (7)$$

где $p_{\max}$ – максимальное давление в системе привода ударника, кгс/см²; A – рабочая площадь ударника, см².

Например, для ударной машины со сквозным осевым каналом [9, 10] типа ПУМ-65: $p_{\max} = 6$ кгс/см², $A = 42$ см². Тогда $F_{\max} = 252$ кгс = 2,47 кН.

Очевидно, что остроугольные рабочие кромки клиньев обеспечивают самое высокое значение коэффициента сцепления. Тяжелые условия работы клина со временем превращают острый зуб в тупой. Поэтому важно определить момент замены клиньев на запасные, новые или восстановленные наваркой рабочих кромок твердосплавными электродами с последующей заточкой.

При заправке стержня в машину оператору необходимо преодолеть силу пружины, постоянно поджимающую кулачки. Сила сопротивления пружины не должна превышать 200 Н, что регламентировано санитарными нормами на одного рабочего. Силы трения, ввиду их малого влияния, не учитываются.

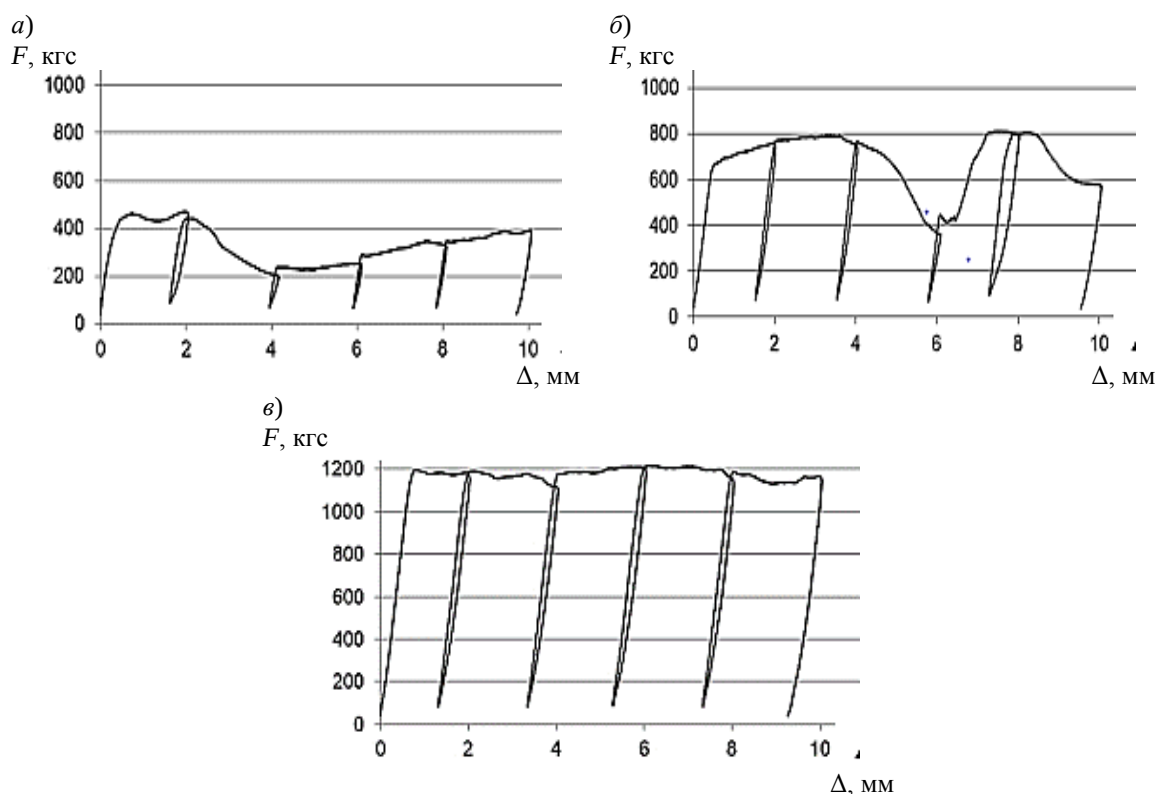


Рис. 9. Диаграммы нагружения (острые рабочие кромки, труба не обработана):

$a - g = 353$ Н; $b - g = 706$ Н; $v - g = 1\,080$ Н

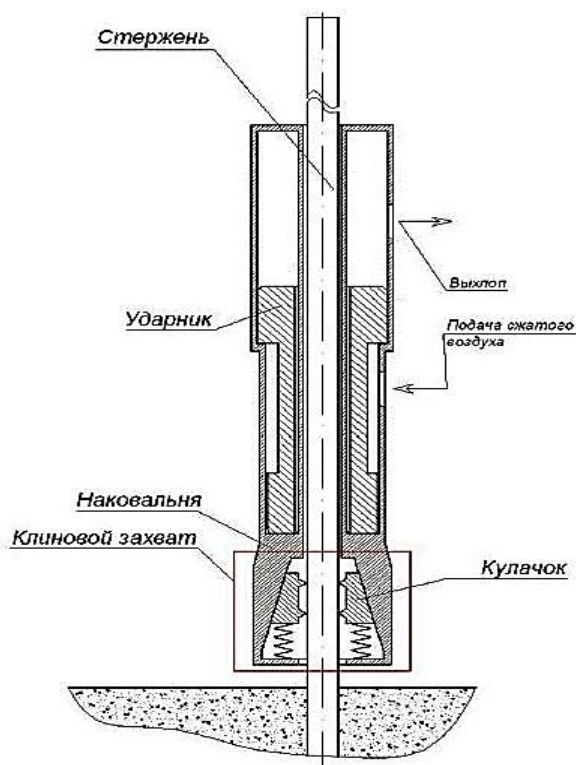


Рис. 10. Схема ударной машины типа ПУМ с зажимом 2-го типа

Выводы

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Чем больше принудительное поджатие клина, т. е. чем больше поджимающая сила g , тем надежнее сцепление с забиваемым стержнем и тем больше передаваемая стержню сила. При этом увеличивается эффективность передачи стержню энергии удара и производительность процесса.

2. В экспериментах с необработанной трубой все показания передаваемой стержню силы увеличились на 12–15 %, что объясняется наличием естественных шероховатостей на необработанной поверхности, а значит, увеличением коэффициента сцепления k^* . Такой же вывод можно сделать для стержня в виде строительной арматуры, имеющей после изготовления специальные рельефные выступы для лучшего сцепления.

3. Для повышения эффективности передачи энергии удара через клиновой зажим при известных ограничениях на угол подъема клина α [8] необходимо по возможности уменьшать силу трения в паре «наковальня – клин» (смазка, упрочнение поверхностей контакта и снижение их шероховатости) и увеличивать ее в паре «клин – стержень» (острозубые рабочие кромки, шероховатость стержня и др.).

4. Для управления зажимом наиболее целесообразно использовать упорно-подающее устройство – податчик. Он должен располагаться за пределами рассматриваемой системы и быть не связанным с ней. Податчик позволяет получить оптимальные поджимающие машину усилия без жестких ограничений по габаритам, массе, конструкции. Усилие от податчика также приводит к выборке всех зазоров в системе «ПУМ – зажим – грунтовый забой», что повышает эффективность передачи энергии и производительность процесса.

Список источников

1. Обоснование параметров зажимного механизма, влияющих на работу ударной системы для забивания стержней в грунт / Б. Н. Смоляницкий, Ю. Н. Сырямин, П. Ю. Сырямин, Д. С. Воронцов // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2016. № 4 (39). С. 33–39.
2. Анферов В. Н., Сырямин П. Ю., Сырямин Ю. Н. Резервы увеличения производительности кольцевой пневмоударной машины при сооружении нагельных креплений грунтовых откосов // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2025. № 1 (73). С. 49–56.

3. Экспериментальное исследование ударной системы с неторцевым соударением / А. А. Кирилов, А. В. Прасолов, Б. Н. Смоляницкий, Л. И. Сухарева // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1988. № 2. С. 67–72.
4. Сырямин Ю. Н., Смоляницкий Б. Н., Богинский В. П. К выбору геометрии клинового зажимного механизма // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1982. № 3. С. 99–101.
5. Эберт Г. Краткий справочник по физике. Москва : Физматгиз, 1963. 552 с.
6. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. Издание 9-е, переработанное и дополненное. Москва : Машиностроение, 2006. Т. 1. 981 с.
7. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения : справочное пособие. 2-е издание, дополненное и переработанное. Москва : Машгиз, 1962. 220 с.
8. Кириллов А. А., Смоляницкий Б. Н., Сухарева Л. И. Моделирование процесса передачи энергии удара через боковую поверхность стержневого элемента // Горные и строительные вибрационные машины и процессы : сборник научных трудов ИГД СО РАН. Новосибирск, 1988. С. 18–24.
9. Богинский В. П., Смоляницкий Б. Н. Пневмоударные машины для погружения легких стержневых элементов // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1981. № 2. С. 67–72.
10. Костылев А. Д., Гурков К. С., Смоляницкий Б. Н. Пневмопробойники и машины для забивания в грунт легких строительных элементов. Новосибирск : Наука, Сибирское отделение, 1980. 48 с.

References

1. Smolyanitsky B. N., Syryamin Yu. N., Syryamin P. Yu., Vorontsov D. S. Justification of the parameters of the clamping mechanism affecting the operation of the impact system for driving rods into the ground. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2016;(39):33–39. (In Russ.).
2. Anferov V. N., Syryamin P. Yu., Syryamin Yu. N. Reserves for increasing the productivity of an annular pneumatic impact machine during the construction of dowel fastenings of soil slopes. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2025;(73):49–56. (In Russ.).
3. Kirilov A. A., Prasolov A. V., Smolyanitsky B. N., Sukhareva L. I. Experimental study of a shock system with a non-thrust impact. *Physical and Technical Problems of Mineral Development*. 1988;(2):67–72. (In Russ.).
4. Syryamin Yu. N., Smolyanitsky B. N., Boginsky V. P. On the choice of geometry of the wedge clamping mechanism. *Physical and Technical Problems of Mineral Development*. 1982;(3):99–101. (In Russ.).
5. Ebert G. A short guide to physics. Moscow: Fizmatgiz; 1963. 552 p. (In Russ.).
6. Anuryev V. I. The designer's handbook. *Mechanical engineering*. 9th ed. 2006. Vol. 1. 981 p. (In Russ.).
7. Kragelsky I. V., Vinogradova I. E. Coefficients of friction. Textbook. Moscow; 1962. 112 p. (In Russ.).
8. Kirillov A. A., Smolyanitskiy B. N., Sukhareva L. I. Modeling of the impact energy transfer through the lateral surface of the rod element. *Proceedings of Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences. Mining and Construction Vibration Machines and Processes*. Novosibirsk; 1988. P. 18–24. (In Russ.).
9. Boginsky V. P., Smolyanitsky B. N. Pneumatic impact machines for immersion of light rod elements. *Physical and Technical Problems of Mineral Development*. 1981;(2):67–72. (In Russ.).
10. Kostylev A. D., Gurkov K. S., Smolyanitskiy B. N. Pneumatic punches and machines for driving light construction elements into the ground. Novosibirsk: Science, Siberian Branch; 1980. 48 p. (In Russ.).

Информация об авторах

Д. С. Воронцов – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» Сибирского государственного университета путей сообщения.

П. Ю. Сырямин – старший преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» Сибирского государственного университета путей сообщения.

Ю. Н. Сырямин – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» Сибирского государственного университета путей сообщения.

Information about the authors

D. S. Vorontsov – Candidate of Engineering, Associate Professor of the Lifting and Transport, Track, Construction and Road Machinery Department, Siberian Transport University.

P. Yu. Syryamin – Senior Lecturer of the Lifting and Transport, Track, Construction and Road Machinery Department, Siberian Transport University.

Yu. N. Syryamin – Candidate of Engineering, Associate Professor of the Lifting and Transport, Track, Construction and Road Machinery Department, Siberian Transport University.

Статья поступила в редакцию 08.10.2025; одобрена после рецензирования 17.10.2025; принята к публикации 26.02.2026.
The article was submitted 08.10.2025; approved after reviewing 17.10.2025; accepted for publication 26.02.2026.