

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЫЧАЖНЫХ РОЛИКОВЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ ШАХТНЫХ СКИПОВ ПРИ РАБОТЕ В СТВОЛАХ С НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

Наведено результати визначення параметрів важільної роликів направляючої скіпа для роботи в стовбурах з жорстким армуванням в зонах зсуву гірських порід.

DETERMINATION OF DESIGN PARAMETERS LEVER ROLLER RAIL SKIP IN MINE WORK WELL FOR BREACH OF GEOMETRY

The results of determining the parameters of the lever roller guide to skip work stems from the rigid reinforcement in areas of displacement of rocks.

Состояние вопроса

Практика эксплуатации скиповых подъемов в зарубежных угольных и рудных стволах, а также проведенные теоретические и экспериментальные исследования показали, что одним из эффективных способов снижения ударных нагрузок в системах «скип-армировка» является установка в подпружиненных рычажных роликовых направляющих дополнительных гидравлических амортизаторов, диссипативные характеристики которых отвечают специальным требованиям [1, 2]. Повышение эффективности применяемых конструкций требует использование опыта гашения ударных нагрузок в аналогичных системах, применяемых в смежных отраслях. К ним относятся автомобильная, авиационная промышленности и железнодорожный транспорт.

Анализ литературных источников показал, что в автомобильной промышленности серийно применяются однотрубные амортизаторы с диаметром корпуса 70 мм с коэффициентом вязкого сопротивления (далее КВС) 10000 – 30000 Нс/м, которые по своим габаритам могут быть встроены в конструкцию серийной роликной рычажной направляющей, применяемой на шахтном подъеме.

Материалы исследований

Анализ технических решений, применяемых в аналогичных случаях в авиационной промышленности и железнодорожном транспорте показал, что наиболее эффективными являются гидроамортизаторы, имеющие переменный по ходу плунжера коэффициент вязкого сопротивления. Сочетание этих решений дает возможность использовать автомобильные амортизаторы в качестве прототипа и модернизировать их за счет изменения площади поперечного сечения дюз в плунжере (уменьшение КВС достигается увеличением диаметра дюз) и установки дополнительных средств регулирования, позволяющих выполнять подстройку КВС на шахтном подъеме с адаптацией под условия конкретного шахтного подъема.

Для эффективного регулирования значения КВС в условиях различных профилей проводников и подъемных сосудов без разборки амортизатора для гашения ударных нагрузок используем способ создания переменного гидравлического сопротивления амортизатора, путем увеличения сопротивления по мере

приближения предохранительного башмака сосуда к проводнику за счет переменного по ходу плунжера (поршня) сечения дюзы [3, 4].

Данное решение может быть реализовано путем выполнения в плунжере нескольких сквозных отверстий, в которых, коаксиально оси амортизатора, размещены неподвижно закрепленные на его корпусе иглы переменного диаметра, увеличивающегося по мере сжатия амортизатора при сближении сосуда с проводником. Параметры изменения диаметра игл и отверстий, количество отверстий определяются из конструктивных соображений с учетом характеристик демпфирующей жидкости, результатов динамического моделирования и экспериментальных исследований.

В качестве расчетной формулы, определяющей зависимость силы гидравлического сопротивления гидроамортизатора, пропорциональной второй степени скорости движения плунжера относительно корпуса, от конструктивных параметров устройства примем соотношение (109) работы [4].

$$Pz(t) = \tilde{\mu} \cdot Vom^2(t), \quad (1)$$

где коэффициент вязкого сопротивления

$$\tilde{\mu} = \rho \frac{So^3}{2 \cdot \mu'^2 \cdot fom^2}, \quad (2)$$

ρ – плотность жидкости в амортизаторе; So – площадь плунжера; fom – площадь дросселирующего отверстия; μ' – приведенный коэффициент расхода, учитывающий сжатие сечения струи и уменьшения расхода за счет трения и не параллельности элементарных струй реальной жидкости (в расчетах принимается равным 0,8); Vom – скорость плунжера. Следует учитывать, что эта формула получена на основании теоретических и экспериментальных исследований для относительных скоростей перемещения плунжера в корпусе порядка 4 – 5 м/с.

Как показали экспериментальные и теоретические исследования, амплитуда относительной скорости перемещения плунжера для направляющих шахтных подъемных сосудов находится в интервале 0.15 – 0.2 м/с [2]. При таких скоростях сила гидравлического сопротивления достаточно точно описывается линейной зависимостью. Поэтому формулу (2) необходимо представить виде

$$\tilde{\mu} = \rho \frac{So^3}{2 \cdot \mu'^2 \cdot fom^2} \cdot Kex, \quad (3)$$

где Kex – коэффициент пропорциональности, имеющий размерность м/с и определяемый экспериментально на стадии опытно-конструкторской разработки. Kex можно также найти из условия равенства максимальных значений сил вязкого сопротивления для максимального значения относительной скорости $Vmax=0,2$ м/с в линейной модели и в модели (2). В этом случае зависимость между силой сопротивления и скоростью плунжера запишется в традиционном виде, который используется при динамическом моделировании, характерном,

например, для автомобильной промышленности, где используются транспортные средства с аналогичными шахтным подъемным сосудам значениями масс скоростей движения. При этих предположениях $K_{ex}=0,2$ м/с.

$$P_2(t) = \rho \frac{S_0^3 \cdot V_{\max}}{2 \cdot \mu'^2 \cdot f_{om}^2} \cdot V_{om}(t) \quad (4)$$

Установлено, что область рациональных значений параметров жесткости роликовых амортизаторов в зависимости от геометрических параметров профиля проводников и динамических параметров подъемного сосуда лежит в диапазоне 150 – 750 кН/м, при этом диапазон 500 – 650 кН/м должен быть исключен для стволов, имеющих профиль проводников в зоне сдвижения горных пород, аналогичный стволам ГС–1, ГС–2 ЗАО ЗЖРК, а область рациональных значений коэффициентов вязкого сопротивления находится в диапазоне 60 – 1000 кН/(м/с). При этом конкретные сочетания жесткости и диссипации, которые необходимо реализовать в одном блоке направляющей, для снижения эксплуатационных нагрузок на проводники конкретного грузоподъемного отделения определяются путем расчетов по специальным математическим моделям [2].

Суммарная эффективная площадь всех отверстий в плунжере для перетекания жидкости при заданном значении $\tilde{\mu}$ равна f_{om} . В случае N отверстий, в которых установлены иглы, эффективная площадь одного отверстия равна

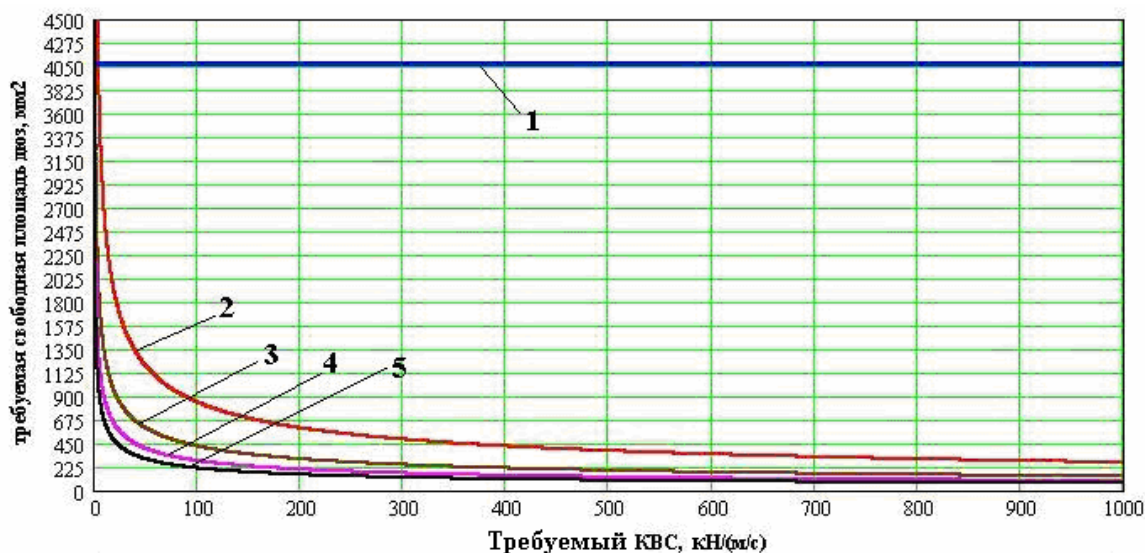
$$S_{1\text{эф}}(x) = \frac{f_{om}}{N} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{om}^2 - D_{игл}(x)^2), \quad (5)$$

где D_{om} – диаметр отверстия в плунжере; $D_{игл}(x)$ – диаметр иглы в сечении с координатой x корпуса цилиндра.

Отсюда, при заданном из конструктивных соображений диаметре одного отверстия D_{om} и по найденному из условия обеспечения необходимого уровня снижения динамических нагрузок коэффициенту вязкого сопротивления $\tilde{\mu}(x)$, получим выражение для требуемого диаметра иглы в заданном сечении x

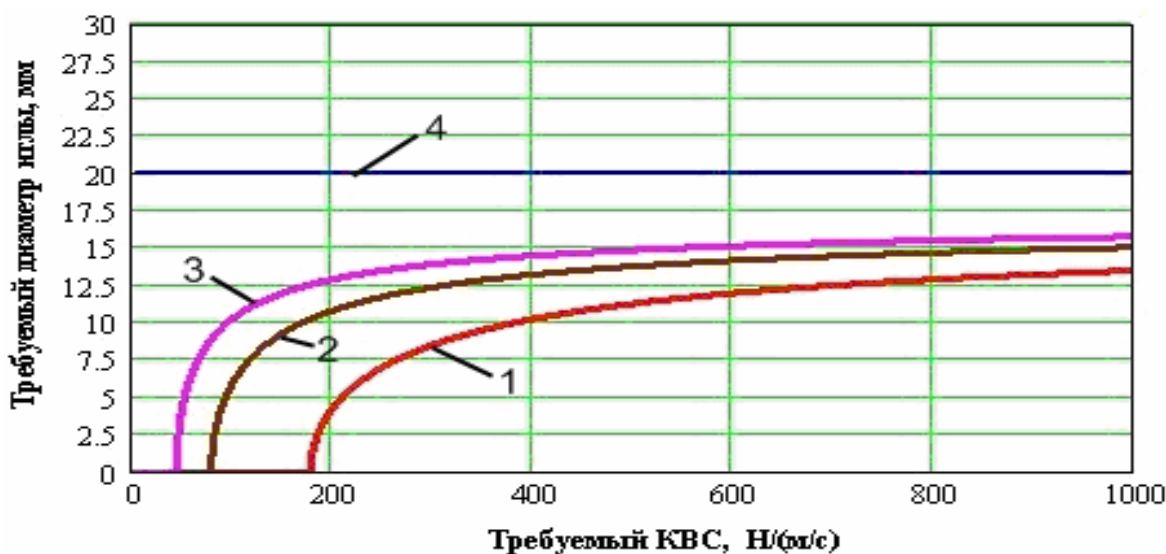
$$D_{игл}(x) = \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot D_{om}^2 - \frac{f_{om}(x)}{N}}. \quad (6)$$

Выберем габаритные параметры корпуса и плунжера так, чтобы они могли разместиться между основным рычагом направляющей и подвесным устройством скипа. Анализ реальных схем размещения подвесных устройств и направляющих на действующих подъемных сосудах показывает, что, максимальный габарит дополнительного навесного блока не должен выходить за пределы 150 – 200 мм. В качестве базовых выберем следующие параметры: длина корпуса $L_{ам} = 85$ мм, диаметр плунжера $D_o = 0,1$ м; число отверстий $N=2$; плотность масла $\rho = 0,9$ кг/м³; коэффициент вязкого сопротивления (КВС) $\tilde{\mu}(x) = 0..10000$ Нс/м.



- 1 – площадь поршня, мм²;
- 2 – требуемая суммарная эффективная площадь всех дюз, мм²;
- 3 – требуемая эффективная площадь одной дюзы при числе дюз 2, мм²;
- 4 – требуемая эффективная площадь одной дюзы при числе дюз 3, мм²;
- 5 – требуемая эффективная площадь одной дюзы при числе дюз 4, мм².

Рис. 1. Зависимость эффективной площади дюз от требуемого для обеспечения безударного движения сосуда КВС при заданном числе дюз.



- 1 – диаметр иглы при двух дюзах, мм; 2 – диаметр иглы при трех дюзах, мм; 3 – диаметр иглы при четырех дюзах, мм; 4 – диаметр дюзы, мм.

Рис. 2. Зависимости диаметра регулирующих игл от КВС при заданном числе дюз в плунжере.

На рис. 1 приведены зависимость эффективной площади дюз от требуемого для обеспечения безударного движения сосуда КВС при заданном числе дюз. Видно, что при значении $KVC > 225$ Нс/м рост требуемого уровня диссипации обеспечивается непропорционально малым изменением требуемого сечения дюз, что потребует соблюдения достаточно высокой точности механических работ при изготовлении амортизатора.

Из рис. 2 видно, что чем больше дюз выполнить в плунжере, тем круче должен будет изменяться диаметр регулирующей иглы по мере роста требуемого коэффициента диссипации. При числе дюз 2 и более и базовом диаметре 20 мм, диаметр одной иглы, по мере роста значения требуемого коэффициента вязкого сопротивления свыше 600 Нс/м, растет очень медленно и стремится к своему предельному значению порядка 15 – 17 мм. Это говорит о том, что большему изменению требуемой диссипации соответствует очень малое изменение диаметра регулирующей иглы, требующее применение средств точной механики для эффективного управления амортизатором при больших значениях требуемых КВС.

Представленные результаты показывают, что синтезировать амортизатор целесообразно так, чтобы его рабочая зона попадала на скругленный участок его характеристики, с равномерной зависимостью изменения диаметра регулирующей иглы от требуемого изменения коэффициента диссипации гидравлической системы. Динамические расчеты показывают, что для системы «скип – армировки» северного скипового отделения ствола ГС–2 ЗАО ЗЖРК значение $KVC = 1000$ Нс/м обеспечивает режим движения по стволу достаточно близкий к безударному.

При выборе конструкции гидроамортизатора с приведенными выше параметрами и 2-мя дюзами диаметром по 20 мм, требуемое значение КВС обеспечится использованием 2-х управляющих игл диаметром по 13 мм каждая. Изготовление конструкции с такими параметрами не представляет принципиальных трудностей в условиях специализированного производства.

Использование в качестве регулирующих элементов игл насквозь проходящих через корпус амортизатора с возможностью осевого перемещения и фиксации в заданном положении с участком переменного диаметра, который может меняться с различной крутизной на длине активного участка рабочего хода (в нашем случае 40 – 50 мм – суммарный кинематический зазор в паре «башмак – проводник»), и постоянного диаметра до и после этого участка, позволяет без разборки амортизатора настраивать его КВС на требуемый диапазон в зависимости от параметров профиля проводников.

Такие иглы создадут переменное по ходу плунжера сопротивление, возрастающее по мере приближения плунжера к концу рабочего хода синхронно с приближением грани предохранительного башмака к рабочей грани проводника.

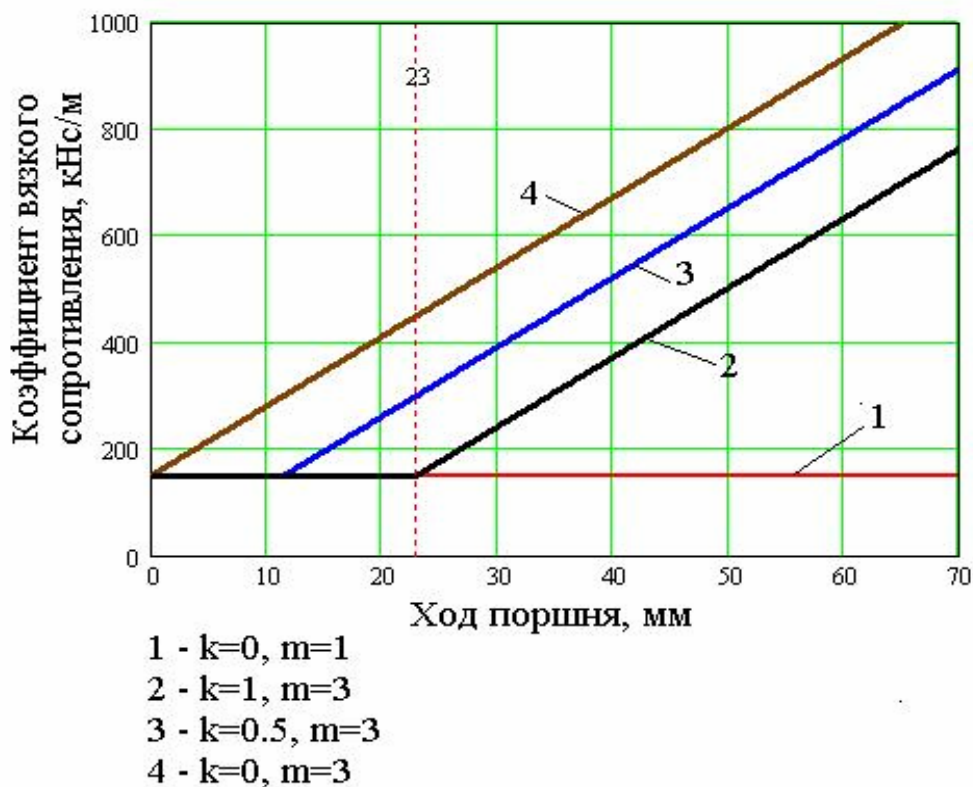


Рис. 3. График изменения КВС комбинированного амортизатора направляющей.

Пример зависимости изменения коэффициента вязкого сопротивления комбинированного амортизатора направляющей при различных значениях коэффициентах управления точкой нарастания сужения дюзы представлен на рис. 3. Угол наклона линий 1 – 4 определяется коэффициентом усиления m . (значение $k=1$ соответствует конструкции с постоянным значением диаметра управляющей иглы по ходу плунжера).

Расчеты показывают, что диссипация в упруго-вязких звеньях роликовых направляющих является наиболее влиятельным техническим фактором, управляя которым можно на практике добиться существенного снижения динамических нагрузок в системах «скип – армировка» в стволах с нарушенной геометрией. В направляющих типа НКП, не имеющих подвижных частей, диссипация ограничена значением коэффициента вязкого сопротивления резиновой оболочки катка и не является управляемой величиной. В рычажных направляющих техническая возможность управлять диссипацией амортизирующего блока существует, так как при смещении оси ролика относительно сосуда меняется расстояние между концом рычага и основанием направляющей, в зазор между которыми вставлен резино-пружинный блок.

Это говорит о том, что для данного грузоподъемного отделения целесообразно создание специализированных направляющих, с жесткостью, приведенной к оси вращения ролика порядка 150 – 250 кН/м и коэффициентом вязкого сопротивления порядка 700 – 800 Нс/мм. При дальнейшем повышении коэффициента вязкости величина снижения нагрузок с ростом диссипации существенно снижается. Наиболее заметно влияние роста диссипации в интервале до 350 – 400 Нс/мм.

Для условия северного скипового отделения ствола ГС–2 ЗАО ЗЖРК (проводники 7/8) выполнены расчеты динамических нагрузок на армировку в условиях применения комбинированных мер по их снижению. Проведено моделирование максимально возможного по техническим условиям сглаживания профилей (коэффициент сглаживания 9) совместно с повышением значения КВС амортизатора. При этом разности отклонений на смежных ярусах в данном отделении снижены до максимальной величины 3 – 4 мм. Дальнейшее сглаживание практически неосуществимо, так как погрешность маркшейдерской профилировки не может быть ниже этого значения. Так нагрузки в отдельные моменты времени на искривленном участке ствола даже при таком сглаживании превышают нормативное значение 10 кН без дополнительного демпфирования, то дальнейшее их снижение становится возможным путем повышения КВС.

При КВС=170 Нс/м достигается снижение пиковых нагрузок почти до 10 кН, но частота их появления во время движения остается достаточно высокой. При КВС=1000 Нс/м значительно снижается частота их проявления (реализуются только редкие удары) и величина нагрузок уменьшается практически до величины безударного движения. Дальнейший рост КВС=10000 Нс/м практически переводит систему в бесконтактный режим взаимодействия башмаков с проводниками.

При выборе рационального значения КВС в конкретных условиях следует учитывать, что с ростом КВС растет и значение опорной нагрузки на элементы и узлы крепления амортизатора, что может потребовать такого увеличения габаритных параметров дополнительных блоков, которое будет невозможно реализовать в стесненных условиях некоторых подъемных сосудов. Поэтому следует выбирать минимально достаточное значение КВС, исходя из принципа минимизации размеров дополнительных узлов в конструкции направляющей.

Представленные результаты позволяют синтезировать конструкцию амортизирующего блока рычажной роликовой направляющей и определить ее рациональные параметры, обеспечивающие значительное снижение контактных нагрузок на армировку при движении скипов по участкам местных искривлений проводников в зонах сдвигания горных пород.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бачковский С.В. Обоснование рациональных параметров амортизационно-демпфирующих устройств рычажных направляющих шахтных подъемных сосудов. Автореф. канд. дисс. – Днепропетровск, 1991 г. – 18 с.
2. Самуся В.И. Влияние параметров роликовых направляющих на контактные нагрузки в системе «сосуд - армировка» для шахтных стволов с нарушенной геометрией / В.И. Самуся, С.С.Ильина // Горное оборудование электромеханика. №1. Научно-аналит. и производственный журнал – Москва – 2012.- С. 8-13.
3. Ветчинкин В.П. Материалы по расчету и проектированию упруго-гидравлической амортизации шасси самолета / В.П. Ветчинкин // Труды ЦАГИ. – М.: Бюро новой техники, 1946. – №592. – 104 с.
4. Никольский Л.Н. Амортизаторы удара подвижного состава / Л.Н. Никольский, Б.Г. Кеглин – М.: Машиностроение, 1986. –144 с.

Д-р техн. наук А.М. Кузьменко
(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет»),
А.А. Козлов, директор,
А.В. Хейло, зам директора
(ООО «Краснолиманское»)

ВЛИЯНИЕ РАЗДЕЛЕНИЯ ВЫЕМОЧНОГО ПОЛЯ ГОРНЫМИ ВЫРАБОТКАМИ НА ВЕДЕНИЕ ОЧИСТНЫХ РАБОТ

Розглянуто вплив гірничої виробки на формування напружено-деформованого стану гірського масиву і утворення техногенної зони у виїмковому полі на шляху посування очистних робіт

INFLUENCE OF EXTRACTION FIELD DIVISIONS BY MINE WORK- INGS ON CONDUCTION OF STOPING

Influence of mine working on stress-strain state formation in rock massif end creation of technogenic zone in an extraction field while stoping works advance

На действующих шахтах Донбасса интенсификация технологии очистной выемки сдерживается природными и техногенными факторами. Технологические размеры выемочных полей и панелей принимались исходя из технических условий работы средств механизации (забойный конвейер, угольный комбайн и механизированная крепь), обладающих определенным ресурсом, а также учитывались горно-геологические условия разработки угольных пластов.

Планировочные решения по подготовке запасов опережали очистные работы, что закономерно. При замене очистного оборудования на более производительное, с большим ресурсом, чем у предыдущего оборудования, это обстоятельства является препятствием. Затраты на приобретение комплексов при частом выполнении монтажно-демонтажных работ становятся не оправданными. Из-за несоответствия горно-геологических условий техническим требованиям данного класса механизмов снижается коэффициент использования выемочных машин, теряется рабочее время, простаивает горное оборудование. Достигнуть высоких результатов сложно, поскольку запасы угля не соответствуют технологии, которая предусмотрена для механизированных комплексов.

Использование полного ресурса очистного механизированного комплекса требует увеличения размеров выемочных полей, что неизбежно приводит, в отдельных случаях, к пересечению ранее пройденных подготовительных горных выработок (уклонов, ходков). Эффективная работа очистных механизированных комплексов достигается при больших размерах выемочных полей.

Для обеспечения высоких нагрузок на лаву необходимо учитывать состояние массива горных пород, его свойства и процесс формирования нагрузок на крепь очистного забоя и выемочных выработок. Возможность обрушаться непосредственной кровли при обнажении, склонность пластов к геодинамическим явлениям и угля к самовозгоранию. Прогноз напряженного состояния вмещающих пород, которое формируется вокруг горной выработки при подходе к ней очистного забоя, имеет большое значение, чтобы не допустить обрушения массива [1].