

АППРОКСИМАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКИХ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

© 2022 А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалёв

Барнаульский юридический институт МВД России, г. Барнаул, Россия

Статья поступила в редакцию 20.09.2022

В статье рассмотрены вопросы использования гидравлических виброопор при проектировании систем виброизоляции. Предложена методика применения аппроксимирующих функций для учета динамической жесткости виброизоляторов при проведении расчетов механических систем, имеющих упругие и демпфирующие связи. Приводятся результаты расчета одномассовой системы с гидропорой и сопоставление результатов с экспериментальными данными.

Ключевые слова: силовые установки, виброзащита, гидравлические виброопоры, параметры жесткости, математическое моделирование.

DOI: 10.37313/1990-5378-2022-24-6-91-96

ВВЕДЕНИЕ

Проблема снижения уровня вибраций, возникающих при работе различного оборудования, представляет достаточно актуальную задачу. Силовые установки, технологическое оборудование, транспортные системы являются источником широкого спектра колебательных процессов, оказывающих отрицательное воздействие на элементы машин, а также на операторов. Научные исследования в данном направлении продолжают проводиться, ведется поиск и разработка виброизолирующих элементов, а также методов расчета новых и оптимизации существующих конструкций систем виброизоляции.

Одним из перспективных направлений виброизоляции вибраций является применение в системах подрессоривания силовых установок гидравлических виброопор. В настоящее время в подавляющем большинстве систем подрессоривания силовых установок (вентиляторов, насосных станций, дизельгенераторов и т.п.) используются резинометаллические амортизаторы. Практический опыт их применения был обоснован простотой конструкции, что обусловило сравнительно низкую себестоимость изготовления. Однако их применение ограничивается узким спектром частот внешнего возмущения.

Применение гидравлических виброопор позволяет обеспечить эффективную виброизоляцию агрегата, который подвергается широкому

диапазону возмущающих частот. Конструкция опоры, выбранная жидкость и гидравлический механизм обеспечивают специфическое, широкополосное демпфирование. Конструкционные особенности гидравлических виброопор определяют их жесткостные и демпфирующие свойства, характер изменения которых имеет в большинстве случаев нелинейный вид и зависит от частоты и амплитуды внешнего воздействия. Эти факторы вносят влияние на динамическое поведение механической системы, что необходимо учитывать при расчете и проектировании систем виброизоляции. Так как жесткостные характеристики являются нелинейными, определенную трудность представляет их математическое описание.

В связи с этим, в настоящей работе рассматривается возможность моделирования динамической жесткости амортизационных опор на основе аппроксимирующих функций.

ПРЕДПОСЫЛКИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ГИДРООПОРАМИ

Для примера рассмотрим широко используемые в настоящее время гидроопоры серии VL производства компании Simrit (или аналоги). Гидроопоры VL подходят для широкого спектра применения, например для крепления кабин и двигателей сельскохозяйственных и строительных машин, подъемно-транспортных средств, а также для крепления силовых установок и устройств со сложными процессами резонанса. Гидравлический механизм гидропоры имеет характеристики жесткости и демпфирования, зависящие от частоты и амплитуды. Опорный элемент, в основном, предназначен для нагру-

Вербилов Алексей Федорович, кандидат технических наук, доцент кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: bubushka@mail.ru

Ковалёв Виталий Витальевич, кандидат технических наук, начальник кафедры огневой и технической подготовки. E-mail: 89095020200@yandex.ru

зок в осевом направлении, а также в радиальном, но может выдерживать небольшие карданные деформации. При небольших амплитудах возбуждения гидроопора имеет существенно меньшее демпфирование.

Работы многих авторов, посвященных изучению гидравлических опор, подтверждают актуальность и перспективность данного направления [1-3]. Большое внимание исследованию характеристик гидроопор посвящена работа Прониной Ю.О. [4; с. 47-51], где в качестве исследуемой была рассмотрена гидравлическая виброопора серии VL 03618704 (артикул 49028134). В работе приводятся результаты испытаний указанной опоры на вибростенде и получена амплитудно-частотная характеристика при гармоническом нагружении гидроопоры с закрепленной массой (рис. 1). В результате анализа полученных результатов эксперимента сделан вывод о возможности рассматривать гидроопору как одномассовый линейный элемент системы виброзащиты. Для проведения эксперимента использовались грузы массой 50 кг и 100 кг. При этом экспериментально выведенные значения коэффициентов жесткости и демпфирования виброопоры составляют соответственно $K=0,7$ кН/м и $C=3,1$ кН·с/м.

Полученные экспериментальным путем коэффициенты жесткости и демпфирования были

в дальнейшем использованы в теоретических расчетах, и результаты показали хорошую сходимость.

При проектировании новых конструкций в расчет обычно берутся параметры жесткости, приводимые в справочниках. Причем, как правило, для упрощенных расчетов используют статические коэффициенты. Характеристики приведенной в качестве примера опоры VL 03618704 приведены в таблице 1.

На рисунке 2 приведены графики динамической жесткости в зависимости от амплитуды перемещений и частоты внешнего воздействия (рис. 2), которые имеют явный нелинейный характер.

В предварительном математическом моделировании можно использовать простейшую одномерную модель. Представим гидроопору с закрепленным грузом (M) как одномассовую механическую систему с одной степенью свободы, имеющую связь с неподвижным основанием через пружину (K) и демпфер (C) (рис.3).

Если внешнее возмущающее воздействие задано гармонической функцией, то приведенное уравнение установившихся колебаний, описывающее динамическое поведение системы, будет выражено следующим соотношением:

$$\ddot{x} + 2\beta\dot{x} + \omega_0 x = f(t), \quad (1)$$

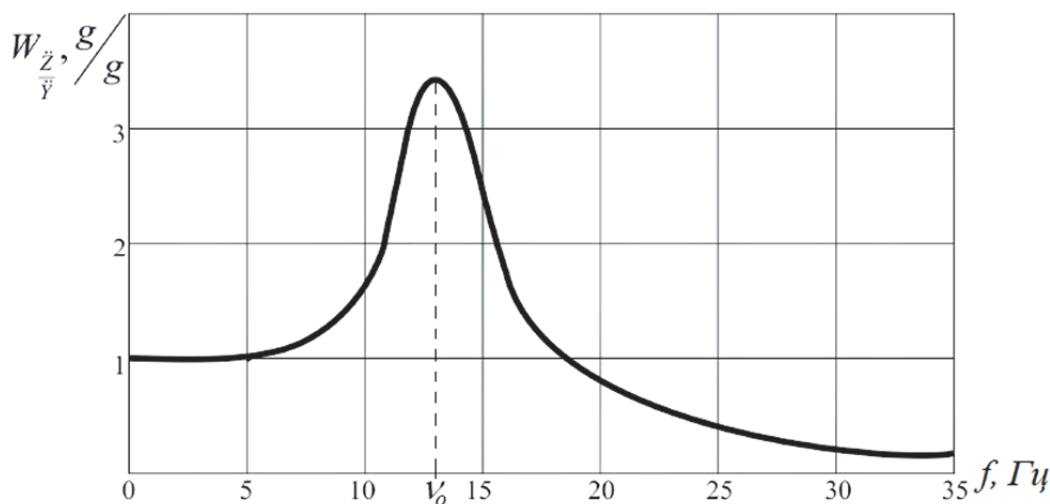


Рис. 1. Частотная передаточная функция гидравлической виброопоры VL (по Прониной Ю.О.)

Таблица 1. Справочные характеристики гидроопоры VL 03618704 (артикул 49028134)

Номинальные величины максимальных значений		Жесткость	
Осевое давление		Радиальный сдвиг	Осевое давление
$F_{z\ max}$	$S_{z\ max}$	K_{xy}	K_z
		$S_z=0$	$S_z=5$
[Н]	[мм]	[Н/мм]	[Н/мм]
6200	10	1050	600

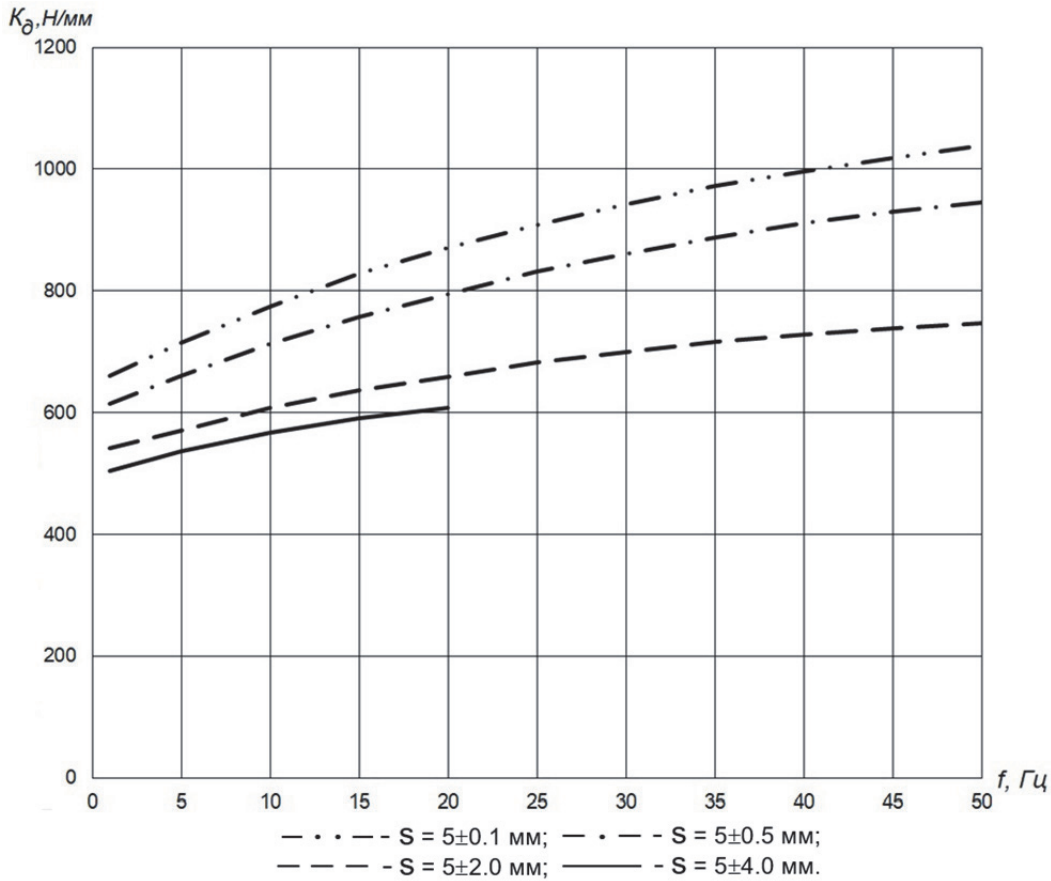


Рис. 2. Динамическая жесткость гидравлической гидропоры

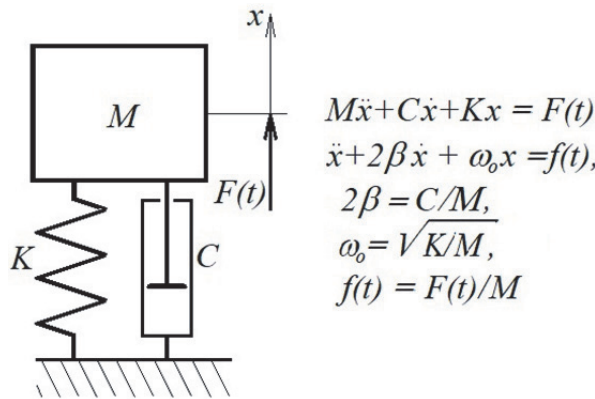


Рис. 3. Одномассовая система с параллельным соединением упругого и демпфирующего элемента

где $\omega_0 = \sqrt{K/M}$ – собственная циклическая частота системы, (2)

$\beta = 0,5 C/M$ – безразмерное относительное демпфирование. (3)

Внешнее возмущающее воздействие задано функцией $f(t) = F_0 \cos(\omega t)/M$, где $\omega = 2\pi\nu$, ν – частота внешнего возмущения, F_0 – максимальная амплитуда внешнего воздействия. При этом амплитуда вынужденных колебаний вычисляется по формуле

$$A = \frac{F_0}{M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\beta^2 \omega^2}}. \quad (4)$$

При массе груза $M=100$ кг и коэффициенте жесткости гидропоры $K=0,7$ кН/м значение собственной частоты колебаний $\omega_0 = 83,666$ рад/с или $\nu_0 = 13,316$ Гц, что подтверждается экспериментальной амплитудно-частотной характеристикой [1] (рис. 1). Если же при проекторочном расчете использовать справочное значение коэффициента жесткости для данной опоры $K=0,6$ кН/м (600 Н/мм), то значение собственной частоты колебаний составит $\omega_0 = 77,46$ рад/с ($\nu_0 = 12,32$ Гц), что отличается от экспериментальных данных. Предположительно, что такое расхождение в значениях собственных

частот объясняется тем, что гидроопоры, обладая переменной жесткостью в зависимости от частоты внешнего воздействия, сдвигают частоту собственных колебаний системы в большую сторону. Следовательно можно сделать вывод о том, что при проектировании систем виброизоляции необходимо оперировать динамической жесткостью опор.

ВЫБОР АППРОКСИМИРУЮЩИХ ФУНКЦИЙ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В связи с тем, что в большинстве случаев гидравлические виброопоры имеют нелинейные характер изменения жесткости, при проведении расчетов возникает необходимость замены их реальных характеристик математическими моделями на основе аппроксимирующих функций. В работе [5] рассматривается возможность использования аппроксимирующих функций при математическом моделировании подвески транспортных средств. Приведен сравнительный анализ различных методов аппроксимации рабочих характеристик упругих элементов. В работе [6] исследуются нелинейные жесткостные характеристики резинометаллических шарнирных соединений звеньев гусеничного движителя.

В настоящей работе так же предлагается аппроксимировать графики динамической жесткости, в качестве аргумента принимая частоту воздействия. Для рассматриваемой в качестве примера гидравлической опор VL (рис. 1) наиболее подходящими аппроксимирующими являются функции вида $K = K_0(a + b \cdot \ln(v+c))$, где K_0 – начальное (табличное) значение коэффициента жесткости. В результате проведенных расчетов методом наименьших квадратов [7] получены следующие коэффициенты, приведенные в таблице 2.

В дальнейшем полученные коэффициенты аппроксимации можно использовать при расчетах динамического поведения механических систем с амортизаторами, имеющими нелинейные характеристики. Для примера выбран режим, соответствующий наибольшей амплитуде внешнего воздействия. На рисунке приводятся графики частотной передаточной функции опоры, полученные экспериментальным [4] и расчетным путем с использованием только статического коэффициента жесткости и с параметрами динамической жесткости (рис. 4). Как видно из рисунка, использование динамической жесткости дает большее сходжение с экспериментальными данными. Подставив аппроксимирующую функцию для вычисления значения коэффициента жесткости в выраже-

Таблица 2. Коэффициенты аппроксимации графиков динамической жесткости гидроопоры VL 03618704 (артикул 49028134)

s, мм	a	b	c
5±0.1	-0,2780	0,4416	17,0653
5±0.5	-0,1621	0,4075	15,9493
5±2.0	0,3305	0,2553	12,4505
5±4.0	0,4252	0,2236	11,9234

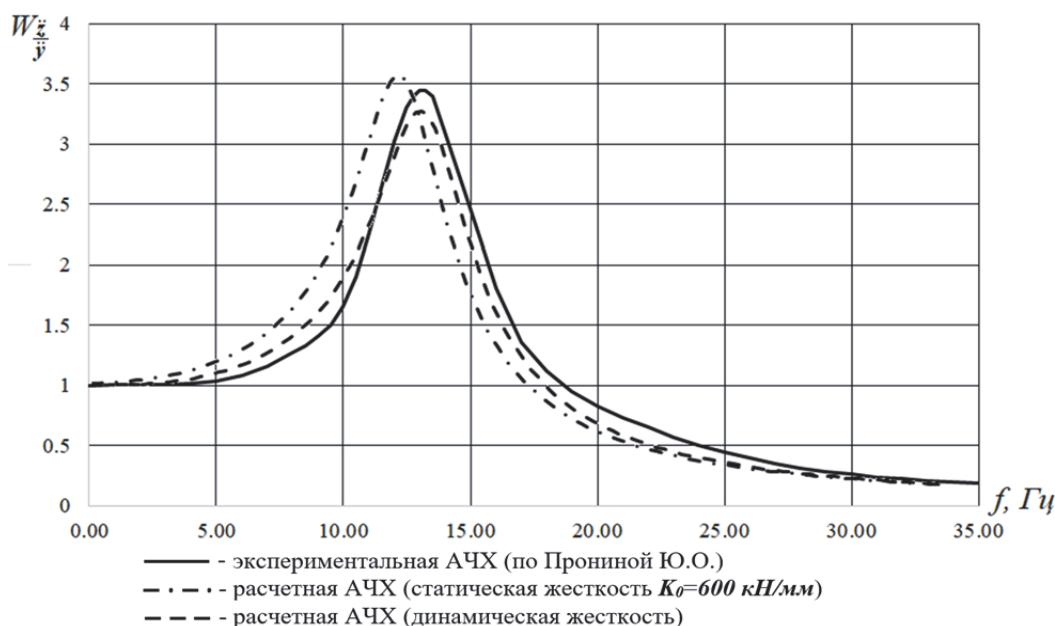


Рис. 4. Экспериментальная и расчетные АЧХ

ние (2), можно вывести зависимость для расчета собственной частоты системы:

$$\omega_0 = 2\pi\nu_0 = \sqrt{K_0(a + b \cdot \ln(\nu_0 + c)) / M}, \quad (5)$$

$$M(2\pi\nu_0)^2 / K_0 - a - b \cdot \ln(\nu_0 + c) = \theta.$$

Решая уравнение (5) методом последовательных приближений с точностью до 10^{-3} , получаем значение $\nu_0 = 13,203$ Гц, что сопоставимо с экспериментальными данными.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключении можно сделать следующие выводы: предложенный подход с использованием при расчете систем виброизоляции функций, аппроксимирующих реальные нелинейные жесткостные характеристики, позволяет наиболее точно описать физические процессы работы гидравлических виброопор. Это позволяет уже на этапе проектирования дать наиболее оптимальные результаты расчетов. Предложенный подход можно использовать для моделирования нелинейных жесткостных характеристик других типов гидравлических виброопор, имеющих более сложный закон изменения в зависимости от частоты внешней нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аббакумов, Е.В. Повышение эффективности виброзащиты транспортных средств на основе гидравлических виброопор.: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Е.В. Аббакумов – М., 2001. – 153 с.
2. Гордеев, Б.А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б.А. Гордеев, В.И. Ерофеев, А.В. Синёв, О.О. Мугин. - Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2004. - 176 с. - ISBN 5-9221-0561-2. - Текст: электронный // URL : <https://www.rosmedlib.ru/book/ISBN5922105612.html> (дата обращения: 21.08.2022).
3. Гордеев, Б.А. Математические модели виброзащитных систем [Текст]: монография / Б. А. Гордеев, Л. В. Филатов, Р. М. Айнбиндер. – Нижегород. гос. архитектур.- строит. ун-т. – Н. Новгород: ННГАСУ, 2018. – 168 с. ISBN 978-5-528-00324-5.
4. Пронина, Ю.О. Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя.: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ю.О. Пронина – Челябинск, 2018. – 139 с.
5. Дубровский, А.Ф. Сравнительный анализ методов аппроксимации рабочей характеристики упругого элемента подвески автомобиля / А.Ф. Дубровский, А.С. Алюков, С.В. Алюков, К.В. Прокопьев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2017. – Т. 17. – № 4. – С. 5–12.
6. Вербилов, А.Ф. Нелинейные колебательные процессы в динамике гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирными соединениями / А.Ф. Вербилов, В.В. Ковалев, С.А. Ульрих // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2018. – Т. 20. – №6-2(86). – С. 243-247.
7. Тынкевич, М.А. Введение в численный анализ : учеб. пособие / М. А. Тынкевич, А. Г. Пимонов. Кемерово: КузГТУ, 2017. – 176 с.

APPROXIMATION MODEL OF DYNAMIC ELASTIC CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC VIBRATION ISOLATORS

© 2022 A.F Verbilov, V.V. Kovalev

Barnaul Law Institute of the Ministry of Internal Affairs of Russia, Barnaul, Russia

The article discusses the use of hydraulic vibration mounts in the design of vibration isolation systems. A method of using approximating functions for modeling the dynamic elastic characteristics of vibration isolators in the study of mechanical systems with elastic and damping connections is proposed. The results of calculating a single-mass system with hydraulic mounts and a comparison of the results with experimental data are presented.

Key words: power units, vibration isolation, hydraulic vibration mounts, stiffness parameters, mathematical modeling.

DOI: 10.37313/1990-5378-2022-24-6-91-96

REFERENCES

1. *Abbakumov, E.B.* Povyshenie effektivnosti vibrozashchity transportnyh sredstv na osnove gidravlicheskih vibroopor.: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 / E.B. Abbakumov - M., 2001. - 153 s.
2. *Gordeev, B.A.* Sistemy vibrozashchity s ispol'zovaniem inercionnosti i dissipacii reologicheskikh sred / B.A. Gordeev, V.I. Erofeev, A.V. Sinyov, O.O. Mugin. - Moskva: FIZMATLIT, 2004. - 176 s. - ISBN 5-9221-0561-2. - Tekst: elektronnyj // URL : <https://www.rosmedlib.ru/book/ISBN5922105612.html> (data obrashcheniya: 21.08.2022).
3. *Gordeev, B.A.* Matematicheskie modeli vibrozashchitnyh sistem [Tekst]: monografiya / B. A. Gordeev, L. V. Filatov, R. M. Ajnbinder. - Nizhegor. gos. arhitektur.- stroit. un-t. – N. Novgorod: NNGASU, 2018. – 168 s. ISBN 978-5-528-00324-5.

4. *Pronina, Yu.O.* Sovershenstvovanie sistemy vibrozashchity operatora promyshlennogo traktora pri proektirovanii na osnove modelirovaniya processa nizkochastotnogo vozdejstviya so storony gusenichnogo dvizhitelya.: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 / Pronina, Yu.O. - Chelyabinsk, 2018. – 139 s.
5. *Dubrovskij, A.F.* Sravnitel'nyj analiz metodov approksimacii rabochej harakteristiki uprugogo elementa podveski avtomobilya / A.F. Dubrovskij, A.S. Alyukov, S.V. Alyukov, K.V. Prokop'ev // Vestnik YUUrGU. Seriya «Mashinostroenie». – 2017. – T. 17. – № 4. – S. 5-12.
6. *Verbilov, A.F.* Nelinejnye kolebatel'nye processy v dinamike gusenichnogo dvizhitelya s rezinometallichesкими sharnirnymi soedineniyami / A.F. Verbilov, V.V. Kovalev, S.A. Ul'rih //Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra Rossijskoj akademii nauk. – 2018. – T 20. – №6-2(86). – S. 243-247.
7. *Tynkevich, M. A.* Vvedenie v chislennyj analiz : ucheb. posobie / M. A. Tynkevich, A. G. Pimonov. Kemerovo: KuzGTU, 2017. – 176 s.

Alexey Verbilov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Firearms and Technical Training.

E-mail: bubushka@mail.ru

Vitaly Kovalev, Candidate of Technics, Chair of the Firearms and Technical Training. E-mail: 79095020200@yandex.ru