



ZHANGIR KHAN
UNIVERSITY

**ЗАПАДНО-КАЗАХСТАНСКИЙ АГРАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ЖАНГИР ХАНА**

**ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ТЮНИНГ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ
ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВЫХ
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ РЕСУРСА РАБОТЫ**

МОНОГРАФИЯ

Уральск 2020

УДК 629.3.027.3
ББК 39.33-08
К 96

НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ

Рекомендовано к печати Научно-техническим советом Западно-Казахстанского
аграрно-технического университета имени Жангир хана
(Протокол №1 от 18.09.2020 г.)

НАУЧНЫЙ РЕДАКТОР:
Рыскалиев М.Ж., PhD

Рецензенты: Захаров В.П. – канд. техн. наук,
Нуралин Б.Н. – д. техн. наук, профессор

Кушалиев Д.К.
К 96 Функциональный тюнинг трибосопряжений транспортной техники и технологического оборудования с применением новых энергосберегающих технологий для повышения их ресурса работы: монография/ научн.изд. Д.К. Кушалиев, Б.А. Ерманова, А.Е. Турешова, Т.М. Шадьяров, А.И. Мамедов. – Уральск: Зап. Казахст. аграр.-техн.ун.-т, им. Жангир хана, 2020. – 70 с.

В монографии содержатся материалы исследовательских работ, направленные на научное обоснование, разработку и внедрение в технологический процесс технического обслуживания и ремонта автомобилей ремонтных комплектов сайлентблоков и поршневых уплотнений амортизаторов, позволяющих повысить ресурс элементов подвески автомобиля, а также снизить материальные и трудовые затраты на поддержание их работоспособности в процессе эксплуатации.

Монография предназначена для студентов, магистрантов и докторантов технических специальностей, а также научных сотрудников научно-исследовательских институтов.

УДК 629.3.027.3
ББК 39.33-08

**© Кушалиев Д.К., Ерманова Б.А., Турешова А.Е.,
Шадьяров Т.М., Мамедов А.И., 2020**
**© НАО «Западно-Казахстанский аграрно-технический
Университет имени Жангир хана», 2020**

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ РЕМОНТНЫМ КОМПЛЕК- ТОМ С ПОДВИЖНЫМ ПРУЖИННЫМ ВКЛАДЫШЕМ	6
1.1 Обоснование применения ремонтного комплекта с пружинным вкладышем в сайлентблоке амортизатора	6
1.2 Определение элементов гладкого цилиндрического соединения пружинного вкладыша на валу и в отверстии..	10
1.2.1 Принцип действия подшипника скольжения с пружинным вкладышем для сайлентблока амортизатора	12
1.3 Геометрические параметры пружинного вкладыша	16
1.3.1 Внутренние силовые факторы в поперечном сечении витка пружины	17
1.3.2 Упругие деформации и перемещения винтовых цилиндрических пружинных вкладышей	20
1.4 Расчет конического пружинного вкладыша	23
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	26
2.1 Общая структура экспериментальных исследований	26
2.2 Характеристика используемого оборудования для проведения экспериментальных исследований	29
2.3 Методика проведения экспериментальных исследований	34
ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕ- ДОВАНИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АМОРТИ- ЗАТОРОВ С НОВЫМИ ПОРШНЕВЫМИ УПЛОТНЕ- НИЯМИ И САЙЛЕНТБЛОКАМИ.....	39
3.1 Обработка и анализ результатов экспериментальных исследований режимов работы амортизатора	39
3.2 Результаты экспериментальных исследований амортизаторов с установленным поршневым сопряжением	41
3.3 Снятие сравнительных характеристик амортизаторов на стенде СИА-04 «ЭНГА» и оценка результатов	46
3.4 Анализ результатов экспериментальных исследований поршневого сопряжения, входящего в ремонтный комплект амортизатора	49
3.5 Применение в сайлентблоке амортизатора подшипника скольжения с пружинным вкладышем.....	49

3.6 Ресурсные испытания амортизаторов с установленными ремонтными комплектами	53 56
ГЛАВА 4. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ	56
4.1 Анализ узлов и агрегатов автомобиля, где может быть применен ремонтный комплект, включающий подшипник скольжения с коническим пружинным вкладышем	56
4.2 Практическое применение ремонтных комплектов с подвижными пружинными вкладышами	59
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	66

ВВЕДЕНИЕ

Надежность и качество работы технологических и транспортных машин во многом зависит от эксплуатационных характеристик подшипников скольжения. Важнейшим фактором, влияющим на надёжность автомобильного транспорта в значительной степени, является техническое состояние ходовой части.

Анализ показал, что подшипники и амортизаторы являются невосстанавливаемыми элементами, воспринимающими наибольшую долю износа. Повышение их долговечности и экономичности изготовления является значимой и актуальной задачей. В автомобиле различные группы деталей и узлов не равнонадёжные, одни из них служат весь эксплуатационный ремонтный цикл, другие часть его, а третьи работают совсем мало времени по сравнению со сроком службы автомобиля до капитального ремонта. Функциональный тюнинг предназначен для того, чтобы приблизить равнонадёжность различных деталей и узлов.

Основой для совершенствования элементов подвески автомобилей являются результаты теоретических и экспериментальных исследований конструкции подшипника скольжения с коническим пружинным вкладышем сайлентблока, технологии его изготовления, обеспечивающих достижение эксплуатационных характеристик подшипников на уровне лучших мировых образцов, а также совершенствованием поршневого сопряжения амортизатора.

Выполненные в настоящей работе исследования показали принципиальные отличия подшипников скольжения с коническим пружинным вкладышем от существующих, а также повышенные эксплуатационные характеристики таких подшипников.

ГЛАВА 1. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ РЕМОНТНЫМ КОМПЛЕКТОМ С ПОДВИЖНЫМ ПРУЖИННЫМ ВКЛАДЫШЕМ

1.1 Обоснование применения ремонтного комплекта с пружинным вкладышем в сайлентблоке амортизатора

В сайлентблоке амортизатора резиновая втулка работает на скручивание, в результате чего происходит ее разрыв. Сайлентблок, содержащий подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения с пружинным вкладышем, лишен этого недостатка. Предложен подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения, в котором выполняются трибологические принципы - условия активации рабочей поверхности пластической деформацией и подавление окислительных процессов [1]. С этой целью подшипник снабжен подвижным вкладышем в виде винтовой цилиндрической пружины (промежуточным элементом), который в колебательном режиме принудительно поворачивается только в одну сторону и таким образом достигается равномерность износа и распределение смазки. Натяг пружины, необходимый для достижения микропластических деформаций, создается ее поджатием. В колебательном режиме за счет закручивания или раскручивания пружинного вкладыша возникает упругое натяжение соответственно на внутренней или наружной поверхности, и он принудительно поворачивается в одном направлении (эффект храповика). Подавление окислительных процессов в предложенной конструкции легко достигается сальниковым уплотнением. Положительный эффект получается также за счет снижения адгезионной составляющей трения (трения покоя) и частичной реализации идей Н.Е. Жуковского «о движении без трения» (вращением промежуточной опоры) без использования для этого внешнего источника энергии. Подшипник изображен [2] на рисунке 1.1, может быть использован взамен игольчатых подшипников карданного вала, сайлентблоков подвески, шарнирах рулевого управления и других шарнирных узлах, работающих в возвратно-вращательном режиме.

В разработанном группой авторов устройстве, (рис. 1.1), задача повышения эксплуатационных характеристик достигается введением в подшипник упругого промежуточного элемента - подвижного вкладыша в виде винтовой цилиндрической пружины, регулированием усилия сжатия которого P_k , на рабочих поверхностях создается уплотнение, необходимое

для ограничения окислительных процессов и возникновения активации поверхности микропластической деформацией.

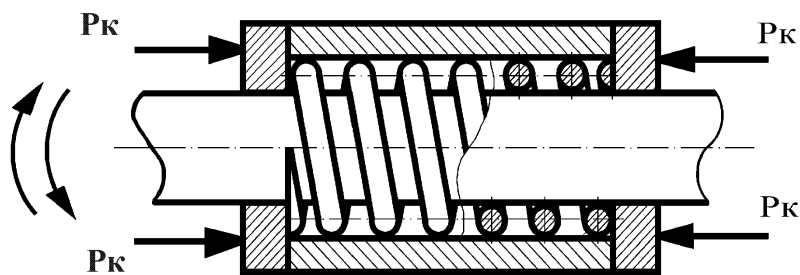


Рисунок 1.1 - Схема подшипника с подвижным пружинным вкладышем

Стабилизация режима и равномерность износа достигается тем, что при возвратно-вращательном движении вала или наружного кольца за счет закручивания или раскручивания при этом пружинного вкладыша возникает торможение соответственно на внутренней или наружной поверхностях, и пружинный вкладыш (благодаря возникающему при этом «эффекту храповика») принудительно поворачивается только в одном направлении, зависящем от направления навивки пружины. Кроме того, постоянно в процессе работы меняется линия контакта на рабочих поверхностях, что также ведет к снижению их износа.

Для подрегулировки уплотнения, например, с целью компенсации износа при ремонте, между одной из опорных шайб и торцом пружинного вкладыша при необходимости могут быть установлены регулировочные шайбы.

Для возбуждения и поддержания режима безызносности могут быть использованы (при выполнении отмеченных выше условий) различные методы, описанные в специальной литературе: введение в смазку металлоплакирующих присадок, специальная обработка методами ФАБО, применение материалов, содержащих металлоплакирующие компоненты и др. [3-6].

В предлагаемом шарнирном подшипнике [7] активация рабочих поверхностей пластической деформацией выполняется за счет установки упругого пружинного вкладыша между наружной и внутренней втулками таким образом, чтобы на рабочих поверхностях вкладыша был бы незначительный натяг рисунок 1.2А. Причем, в процессе работы подшипника (при повороте в одну сторону) на одной из рабочих поверхностей натяг увеличивается, а на другой уменьшается до образования зазора и проскальзывания рисунок. 1.2Б. При повороте в другую сторону рисунок 1.2В на той из поверхностей, где был зазор – возникнет натяг и наоборот. Подавление (ограничение) окислительных процессов на рабочих поверхностях подшипников должно быть обеспечено конструктивно, т.е. устанавливаются сальниковые уплотнения, устра-

няющие доступ кислорода и других окислителей к рабочим поверхностям или технологически – введением ингибиторов в смазку [8,9].

Вероятность появления зазоров и натягов в сопряжении можно определить, воспользовавшись интегральной теоремой Лапласа [7]. Так, если вероятность p наступления события A в каждом варианте постоянна и отлична от нуля и единицы, то вероятность $P_n(k_1, k_2)$ того, что событие A появится в n вариантах от k_1 до k_2 раз, приближенно равна определенному интегралу

$$P_n(k_1, k_2) \cong \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{x''}^{x'} e^{-z^2/2} dz, \quad (1.1)$$

где i , а вероятность ненаступления события $q=1-p$.

При решении задач с применением интегральной теоремы Лапласа пользуются специальными таблицами, так как неопределенный интеграл не выражается через элементарные функции. Таблица для интеграла имеется в справочной литературе [10].

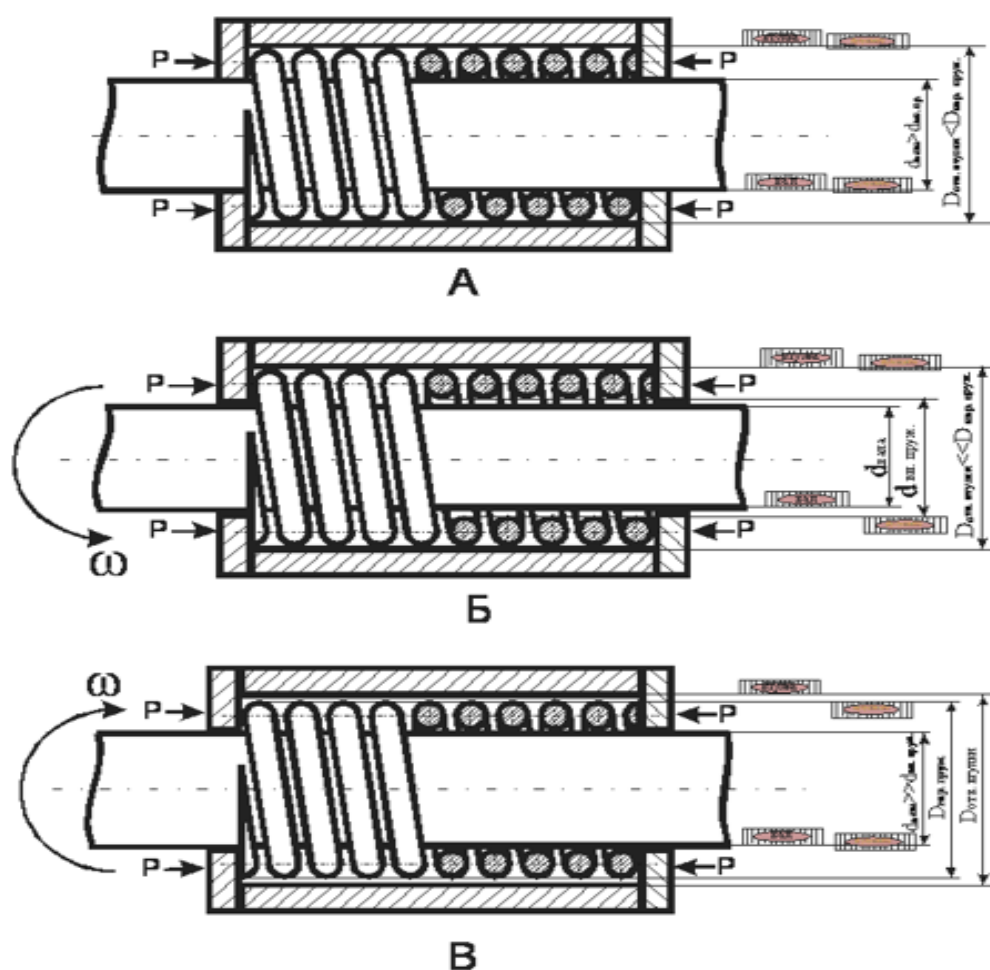


Рисунок 1.2 - Схема посадок на рабочих поверхностях шарнирного подшипника с упругим пружинным вкладышем: А – подшипник находится в покое; Б и В – вращение оси (цапфы) в разные стороны.

Приняв нормальный закон распределения размеров, определим нахождение величины x в интервале от x_1 до x_{i+1} по формуле:

$$P(x) = \Phi(x_{i+1}) - \Phi(x_i), \quad (1.2)$$

где значения функции $\Phi(x)$ представляют собой вероятности нахождения случайной величины x в заданном интервале.

Так как нам необходимы минимальные значения зазоров-натягов, то воспользуемся переходными посадками. В метрологии принято условное обозначение натяга – N , зазора – Z .

Для того чтобы воспользоваться таблицей функции Лапласа, следует значения z_i и z_{i+1} , имеющие размер, перевести в безразмерные величины x_1 и x_{i+1} . Для этого определим среднеквадратическое отклонение для переходных посадок:

$$\sigma_z = (Z_{p \max} - N_{p \max}) / 6. \quad (1.3)$$

Затем заданные интервалы z_i и z_{i+1} заменяем величинами

$$\begin{aligned} x_1 &= [Z_i - Z_m(N_m)] / \sigma_z, \\ x_{i+1} &= [Z_{i+1} - Z_m(N_m)] / \sigma_z. \end{aligned} \quad (1.4)$$

Здесь $Z_m(N_m)$ – среднее значение зазора-натяга, определяемое для выбранной посадки по формуле:

$$Z_m(N_m) = 0.5 \{ Z_{p \max}(N_{p \max}) + Z_{p \min}(N_{p \min}) \}. \quad (1.5)$$

Вероятность $P(x)$ появления сопряжений в интервале $z_i(x_i) \dots z_{i+1}(x_{i+1})$ определяется по формуле 1.2.

Переходные посадки предусмотрены только в квалитетах 4...8 [11] Посадки конического пружинного вкладыша не подчиняются традиционным методом расчета посадок, поэтому предложено ввести оригинальную методику расчета таких посадок.

1.2 Определение элементов гладкого цилиндрического соединения пружинного вкладыша на валу и в отверстии

Для того, чтобы определить какие традиционные посадки необходимы для уверенной работы пружинного вкладыша можно применить методики ВСТИ.

Решим задачу для определения элементов гладкого цилиндрического соединения.

1. Исходные данные:

Номинальный размер—20мм

Отверстие – H5

Вал—p4

Величина допусков:

Отверстие— $T_D=0,009$ мм

Вал— $T_d=0,006$ мм

Предельные отклонения:

Отверстие:

$\varnothing 20H5$: $EI=0$; $ES=EI+T_D=0,000+0,009=+0,009$ мм;

Вал:

$\varnothing 20p4$: $ei=0,022$; $es=ei-T_d=0,022+0,006=0,028$ мм

2. Предельные размеры:

Отверстие:

$D_{\max}=d_n+ES=20+0,009=20,009$ мм,

$D_{\min}=d_n+EI=20+0,000=20$ мм.

Вал:

$d_{\max}=d_n+es=20+0,028=20,028$ мм,

$d_{\min}=d_n+ei=20+0,022=20,022$ мм.

3. Предельные зазоры и натяги:

$S_{\max}=D_{\max}-d_{\min}=20,009-20,022=-0,013$ мм;

$S_{\min}=D_{\min}-d_{\max}=20-20,028=-0,028$ мм;

$N_{\max}=d_{\max}-D_{\min}=20,028-20=0,013$ мм;

$N_{\min}=d_{\min}-D_{\max}=20,022-20,009=0,013$ мм.

4. Группа посадки:

$\varnothing 20 \frac{H5}{p4}$ - посадка с натягом.

Допуск посадки:

$T_{\Pi}=S_{\max}-S_{\min}=-0,013-(-0,028)=0,015$ мм;

$T_{\Pi}=T_D+T_d=0,009+0,006=0,015$ мм.

5. Схема полей допусков соединения $\varnothing 20 \frac{H5}{p4}$ вала и цилиндрического пружинного вкладыша рисунок 1.3.

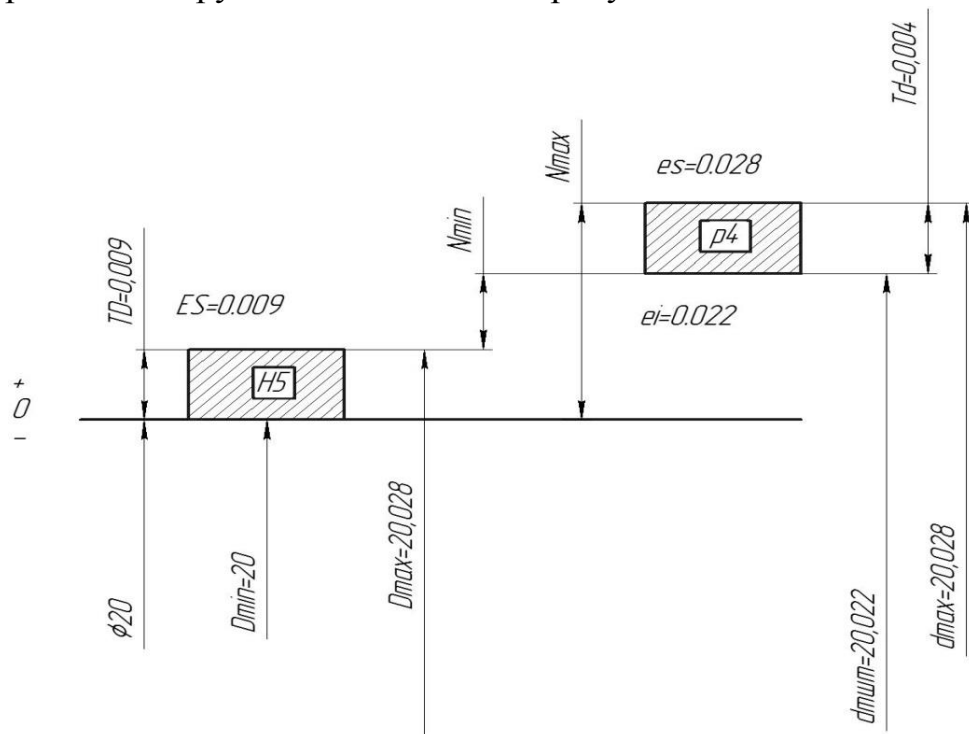


Рисунок 1.3 - Схема полей допусков соединения

6. Эскизы соединения в сборе и его деталей, рисунок 1.4.

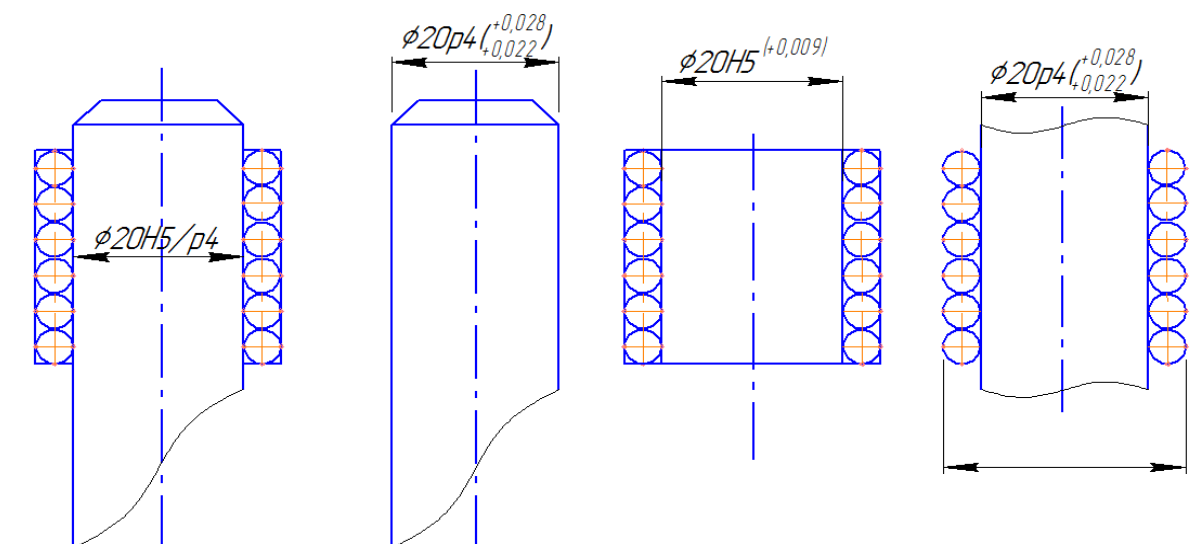


Рисунок 1.4 - Эскизы соединения

Таблица 1.1 – Элементы гладкого цилиндрического соединения пружинного вкладыша

Обозначение заданного соединения			$\varnothing 20 H5/p4$	
Значение элементов соединения	Номинальный размер, мм		20	
	Зазор (натяг), мм	$S_{\max}$	-0,013	
		$S_{\min}$	-0,028	
	Допуск посадки, мм T_{Δ}		0,015	
	Группа посадки		C натягом	
	Система допусков		CO	
Значения элементов деталей	Отверстие	Условное обозначение		$\varnothing 20 H5$
		Допуск, мм TD		0,009
		Значение основного отклонения, мм		0 (нижнее)
		Предельные отклонения, мкм	Верхнее ES	+0,009
			Нижнее EI	0
		Предельные размеры, мм	$D_{\max}$, мм	20,009
			$D_{\min}$, мм	20
	Вал	Условное обозначение		$\varnothing 20 p4$
		Допуск, мм Td		0,006
		Значение основного отклонения, мкм		0,022 (нижнее)
		Предельные отклонения, мкм	Верхнее es	0,028
			Нижнее ei	0,022
		Предельные размеры, мм	$d_{\max}$, мм	20,028
			$d_{\min}$, мм	20,022

По расчетам выходит, что необходимая точность изготовления традиционной посадки требует применения высокоточного оборудования и дорогостоящего инструмента, что экономически не выгодно для изготовления пружинного вкладыша и сопрягаемых с ним деталей, а также подобный расчет не может быть применен к подшипнику скольжения с подвижным пружинным вкладышем и требует другого подхода. В связи с этим было предложено выполнить пружинный вкладыш коническим, а остальные сопрягаемые с ним поверхности деталей – цилиндрическими для гарантированного обеспечения посадок с натягом на цилиндрических поверхностях [12].

1.2.1 Принцип действия подшипника скольжения с пружинным вкладышем для сайлентблока амортизатора

Предложен ремонтный комплект подшипника скольжения для возвратно-вращательного движения рисунок 1.5, состоящий из вала 1, наружного кольца 2 и размещенного между ними спирального вкладыша 3 в виде винтовой пружины. Спиральный вкладыш выполнен подвижным,

коническим с углом конуса от 1° до 5° при этом диаметр проволоки пружины d равен половине зазора между диаметром вала D и диаметром отверстия вкладыша $D+2d$. При этом, он установлен с натягом по торцам, а также с натягом по внутренней и наружной поверхностям для обеспечения постоянства «эффекта храповика» [12-26].

На данный подшипник получен патент РФ на изобретение № 2499920 и евразийский патент № 201300682 [14].

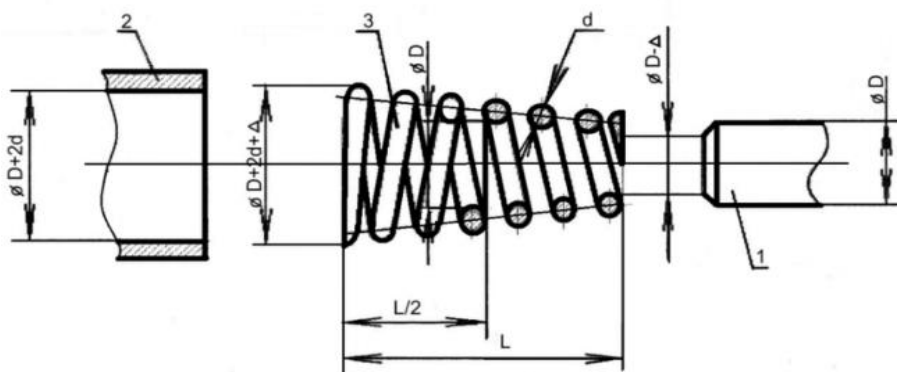


Рисунок 1.5 - Конический подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения

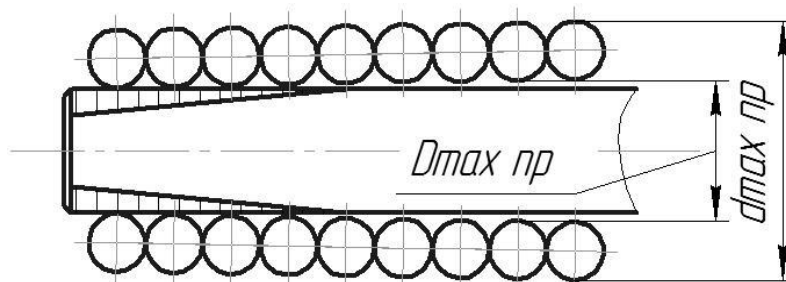


Рисунок 1.6 - Расположение пружины, надетой на вал с натягом на половине ее длины

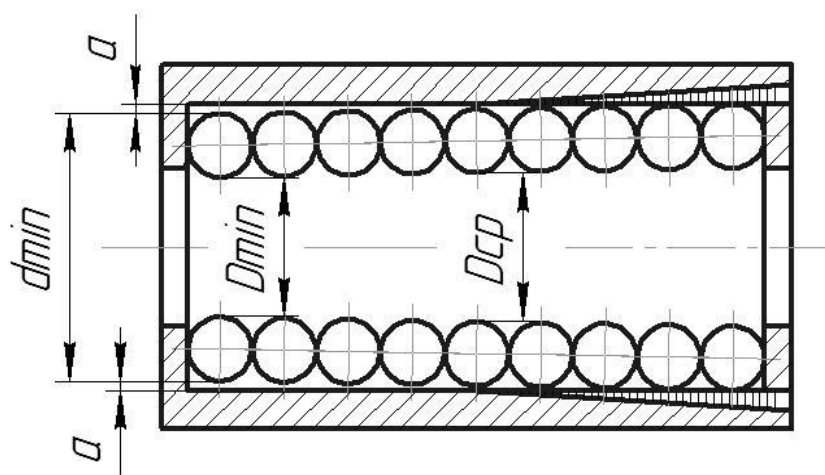


Рисунок 1.7 - Расположение пружины, вставленной во втулку с натягом на половине ее длины

Вкладыш находится между втулкой 1 и валом 2, рисунок 1.8. Изготавливаем коническую пружину, навивая проволоку на вал с образованием среднего диаметра $d_{cp.пр}$. Если коническая пружина надета на вал и находится во втулке, то обозначим ее диаметр на валу как $d_{cp.пр}$ на отверстие $D_{cp.пр}$.

$$\begin{aligned} a &= (d_{вал} - d_{min.пр})/2 \\ a' &= (d_{max.пр} - D_{вм})/2 \end{aligned} \quad (1.6.)$$

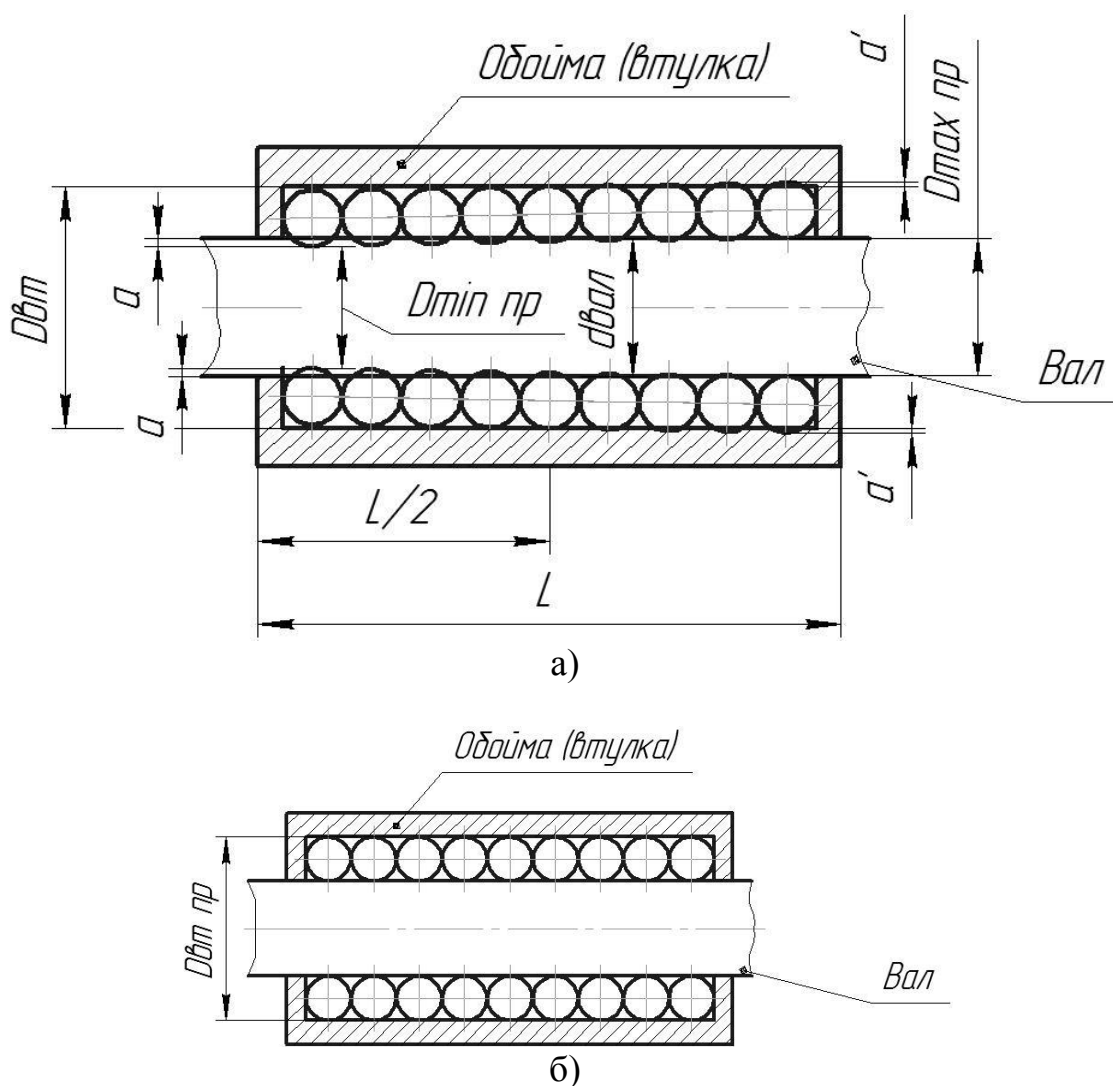


Рисунок 1.8 - Схемы расположение пружины:

- а) – расположение пружины, если считать ее жесткой, а вал и втулку пластически деформируемыми;
- б) – пружина жестко зажата между валом и втулкой (считаем детали не деформируемыми).

Изготовим коническую пружину, и поместим ее между валом и втулкой, при этом будем считать, что материалы вала и втулки не имеют возможности деформироваться. При этом пружина займет на валу и втулке

положение с неравномерным натягом по рабочим поверхностям. При этом диаметр проволоки равен половине зазора между диаметром вала и диаметром отверстия втулки, но, поскольку пружина изготовлена конической, то один из крайних диаметров пружины будет меньше чем у вала на 0,5 мм, а с другой стороны диаметр будет больше на 0,5 мм, чем у втулки (рис. 1.9.). Тем самым создается упругий натяг, который распределяется не как обычно, по всей поверхности, а убывает под углом 3° и к середине втулки и вала достигнет 0-го значения. С одной стороны, на валу натяг, а с другой стороны натяг на втулке.

Величина упругого натяга зависит от угла, с которым пружина изготовлена. В данном случае натяг не постоянен по длине и поле допуска будет изображаться не прямоугольником, как обычно, а треугольником, и натяг будет переменным, как показано на рисунке 1.9. [12-26].

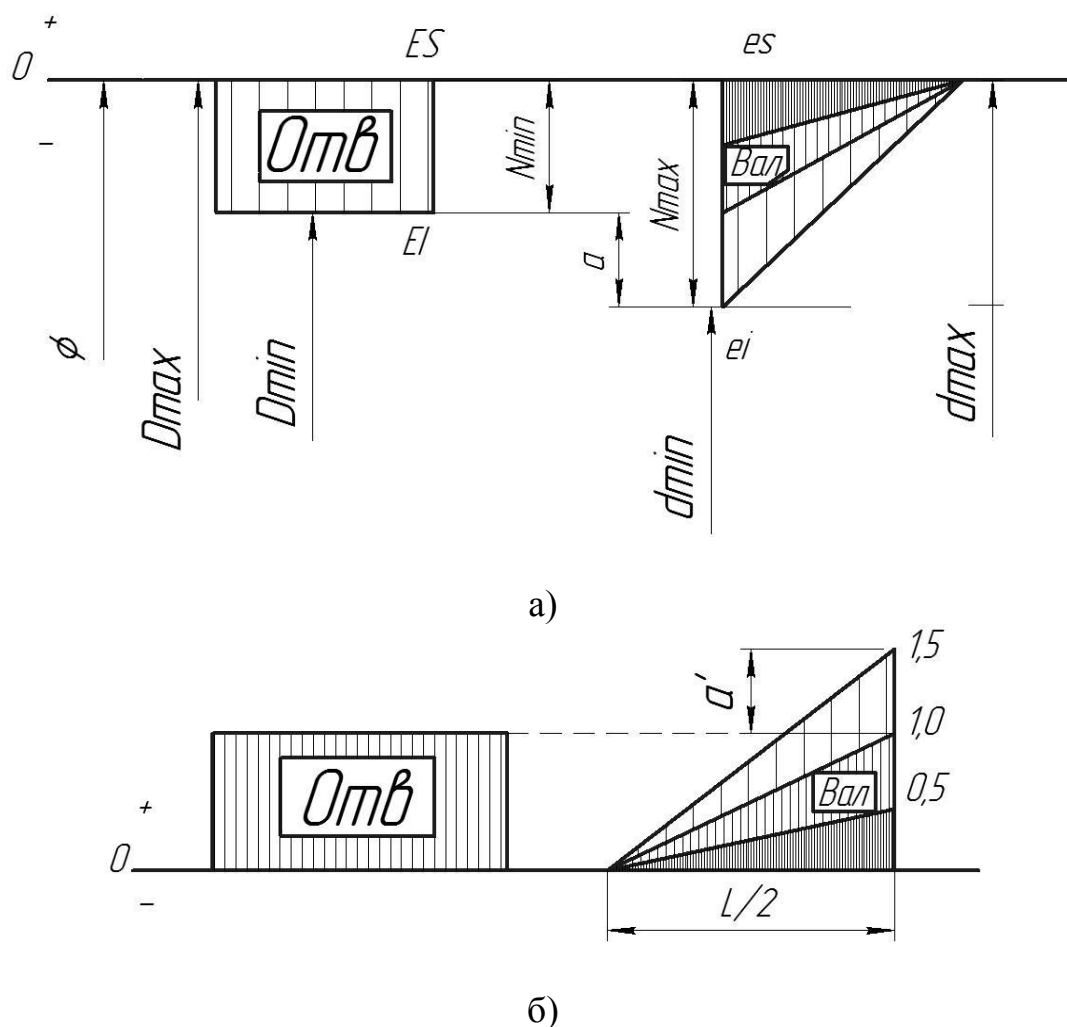


Рисунок 1.9 - Схема полей допусков для конической пружины:
а) сопряжение пружины и отверстия;
б) сопряжение пружины и вала.

1.3 Геометрические параметры пружинного вкладыша

Цилиндрическая винтовая пружина, которой является пружинный вкладыш подшипника, представляет собой брус, ось которого располагается на поверхности образующего цилиндра по винтовой линии. Ось этого бруса, образующего винтовую пружину, определяется тремя независимыми параметрами, за которые удобно принять: D – диаметр образующего цилиндра (средний диаметр пружины); α – угол подъема оси винтового бруса; l – длина оси рабочей части винтового бруса (основной части, образующей рабочие витки). Эти величины называются основными параметрами пружины [27].

Уравнения оси бруса в цилиндрических координатах рисунок 1.10.:

$$x = \frac{D}{2} \cos \varphi; y = \frac{D}{2} \sin \varphi; z = \frac{D\varphi}{2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (1.7)$$

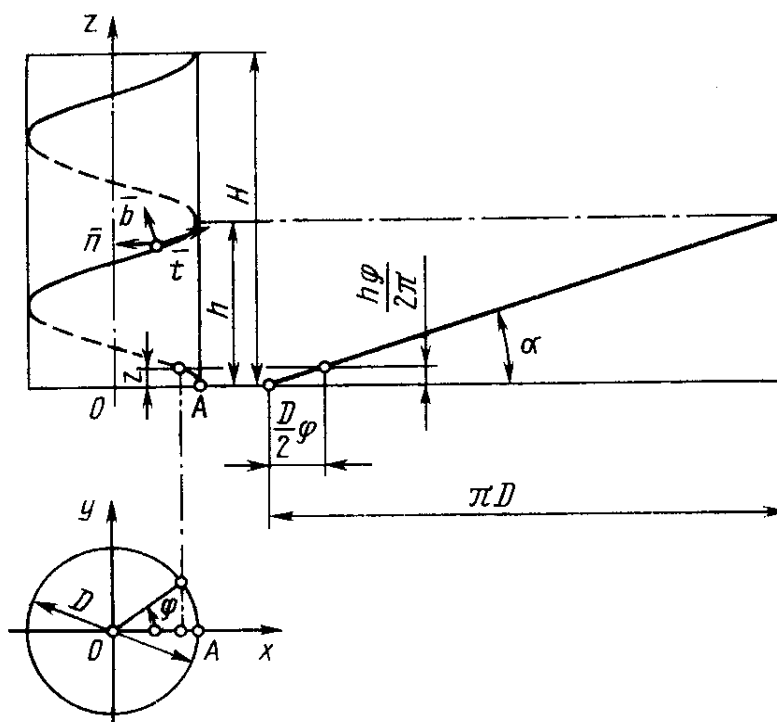


Рисунок 1.10 - Геометрические параметры цилиндрической винтовой пружины

Ось z направлена по оси пружины, ось x проходит через точку A , являющуюся началом отсчета длины l . Полярный угол φ отсчитываем от оси x .

Обозначим наибольший полярный угол как φ_i , тогда $\varphi_i = 2\pi i$, где i – число рабочих витков пружины [27].

Так как $\pi Di = \frac{D}{2} \varphi_i = l \cos \alpha$, то $\varphi_i = \frac{2l \cos \alpha}{D}$.

Отсюда можно выразить число рабочих витков пружины:

$$i = \frac{l \cos \alpha}{\pi D}. \quad (1.8)$$

Шаг оси винтового бруса

$$h = \pi D \tan \alpha. \quad (1.9)$$

Длина рабочей части пружины

$$H = hi, \text{ или } H = l \sin \alpha. \quad (1.10)$$

1.3.1 Внутренние силовые факторы в поперечном сечении витка пружины

В случае, когда пружина нагружена по концам, на нее действуют силы P , направленные по оси z пружины, и парам M , действующим в торцовых плоскостях, перпендикулярных оси z . Если пружина подвергается действию указанных нагрузок, то по условиям осевой симметрии все поперечные сечения витков, за исключением концевых, равноправны, поэтому достаточно рассмотреть одно из сечений, рисунок 1.11.

Используем систему координат t_A, n_A, b_A в точке A оси витков.

Если касательная к оси витков нагруженной пружины составляет с горизонтальной плоскостью угол α , то плоскость поперечного сечения витка образует с вертикальной плоскостью V , проходящей через ось z и точку A , такой же угол.

В плоскости V находятся вектор $\bar{P}$ осевой силы и вектор $\bar{L}$ внешней пары, закручивающей пружину. Внутренние силы в сечении, уравнивающие эту нагрузку, приводятся к равнодействующей силе $\bar{P}$ (направленной вверх), приложенной в точке A и к паре $\bar{L}_A = \bar{L} + \bar{L}_p$, где вектор $\bar{L}_p$ равен по модулю $\frac{PD}{2}$, направлен перпендикулярно плоскости V .

Внутренняя сила P может быть разложена в направлении осей t_A и b_A .

Составляющая силы P в направлении оси t_A , называется нормальной силой: $N = P \sin \alpha$ и представляет собой равнодействующую нормальных сил в поперечном сечении витка площадью F , т. е.

$$N = \int_F \sigma_t dF, \quad (1.11)$$

где σ_t - нормальное напряжение в поперечном сечении витка.

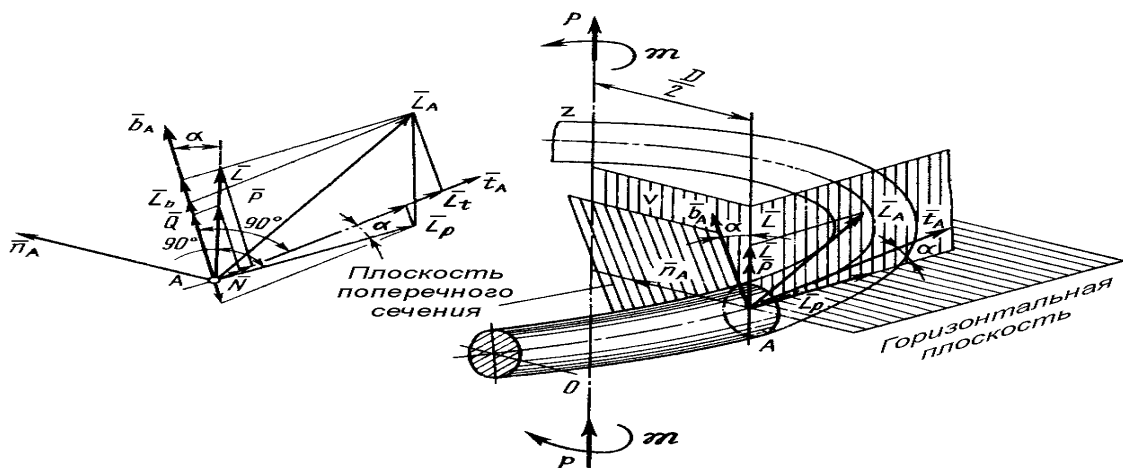


Рис. 1.11 - Внутренние силовые факторы в поперечном сечении витка пружины при ее нагружении

Составляющая силы P в направлении оси b_A , называется поперечной силой $Q = P \cos \alpha$ и представляет собой равнодействующую касательных сил в поперечном сечении и направлена по оси b_A :

$$Q = \int_F \tau_{tb} dF, \quad (1.12)$$

где τ_{tb} - составляющая касательных напряжений в поперечном сечении витка, параллельная оси b_A .

Вектор $\bar{L}_A$ полного момента внутренних сил в поперечном сечении также может быть разложен в направлении осей t_A и b_A :

$$\bar{L}_A = \bar{L}_t + \bar{L}_b. \quad (1.13)$$

Вектор $\bar{L}_t$ представляет собой вектор крутящего момента M_t , где $\bar{L}_t = M_t \bar{t}_A$, а момент равен

$$M_t = M \sin \alpha + PD \cos \alpha / 2. \quad (1.14)$$

Вектор $\bar{L}_b$ представляет собой вектор изгибающего момента M_b , где $\bar{L}_b = M_b \bar{b}_A$, а момент равен

$$M_b = M \cos \alpha - PD \sin \alpha / 2. \quad (1.15)$$

Силы N и Q при расчете пружинного вкладыша можно не учитывать, так как они не влияют на его посадку в подшипнике. Моменты также не оказывают влияния на посадку пружинного вкладыша, при круглом сечении винтового бруса. Разворот витка имеет место только у пружин,

имеющих специальный трубчатый чехол, что экспериментально доказано, рис. 1.12б (только верхняя часть пружины), в то время как у пружин без чехла разворот витка отсутствует, рис. 1.12г (нижняя часть пружины) и рисунок 1.12г.

В том случае, когда пружинный вкладыш подшипника имеет прямоугольное сечение или круглое, но со шлифованными сегментами для получения плоских рабочих поверхностей, момент M_b разворачивает витки пружины в направлении ее оси z на угол α .

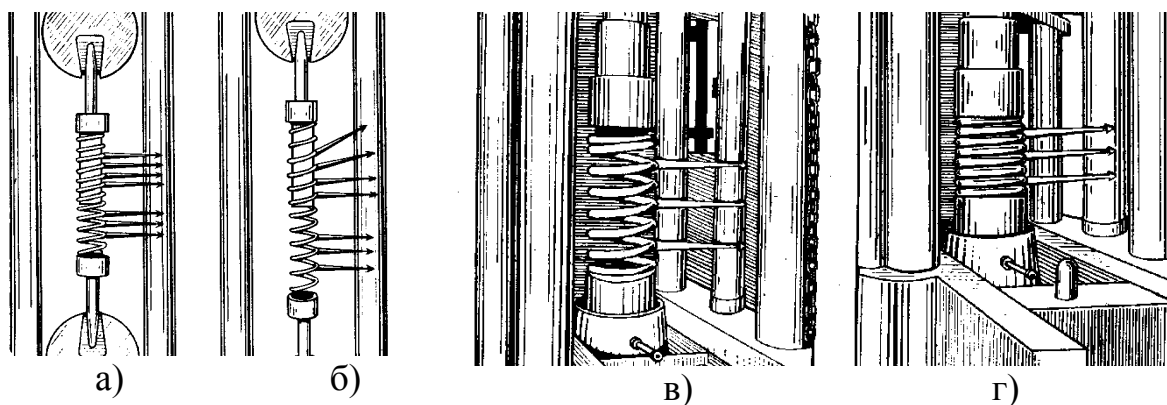


Рисунок 1.12 - Экспериментальное подтверждение присутствия относительного разворота витков у пружин, вставленных в специальный трубчатый чехол (а-б) и отсутствия относительного разворота сечений витков у пружин без чехла (в-г), при их нагружении по торцам осевыми силами

Этот разворот имеет место, поскольку пружинный вкладыш находится между двумя втулками – кольцами подшипника, и будет оказывать на посадку пружинного вкладыша тем большее влияние, чем больше будет ширина витка, рисунок 1.13.

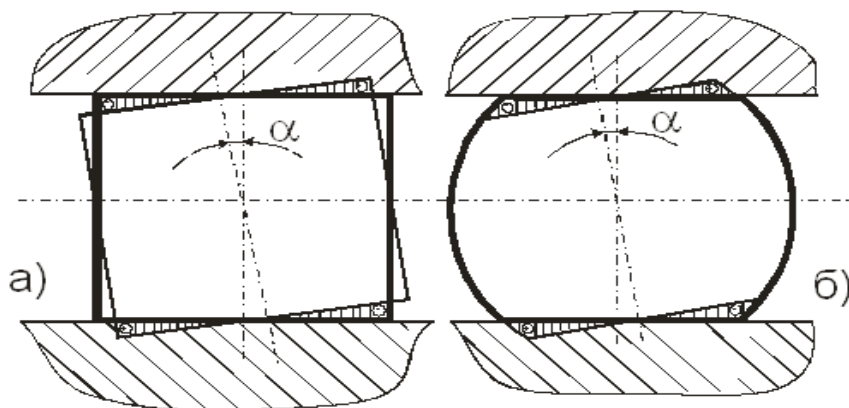


Рисунок 1.13 - Разворот пружинного вкладыша различного сечения, исполнения (а и б), при его торцовом сжатии в подшипнике

Это явление можно использовать при износе пружинного вкладыша для восстановления требуемого натяга на рабочих поверхностях подшипника путем установки торцовых шайб определенной толщины.

Поскольку пружинный вкладыш как бы зажат между внутренним и наружным кольцом подшипника, то разворот витка будет происходить относительно двух вершин прямоугольника, являющегося сечением вкладыша, а эпюры напряжений на сторонах вкладыша будут иметь вид, как на рисунке 1.14.

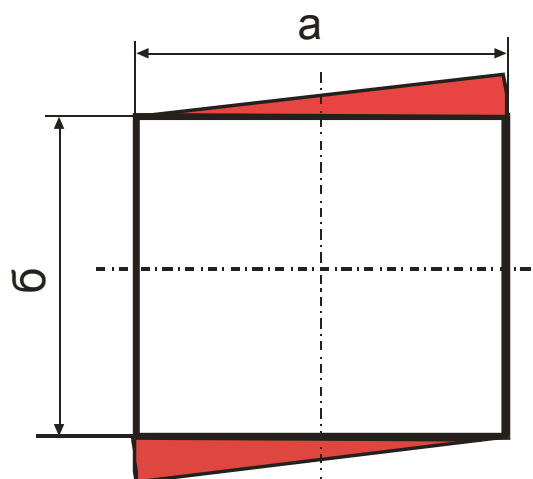


Рисунок 1.14 - Эпюры напряжений на сторонах заземленного пружинного вкладыша при развороте его витков

1.3.2 Упругие деформации и перемещения винтовых цилиндрических пружинных вкладышей

При изменении длины пружинного вкладыша под действием осевой нагрузки он будет изменять свои основные параметры [27]:

$$\begin{aligned} D &= D_0 + \Delta D; \\ \alpha &= \alpha_0 + \Delta \alpha; \\ l &= l_0 + \Delta l; \end{aligned} \tag{1.16}$$

где: D_0 – начальный диаметр образующего цилиндра ненагруженного пружинного вкладыша;
 ΔD – изменение диаметра образующего цилиндра;
 α_0 – начальный угол подъема оси винтового бруса ненагруженного пружинного вкладыша;
 $\Delta \alpha$ – изменение угла подъема оси винтового бруса;
 l_0 – начальная длина оси рабочей части винтового бруса ненагруженного пружинного вкладыша;
 Δl – изменение длины оси рабочей части винтового бруса.

Наиболее существенное значение имеет изменение угла подъема витков пружинного вкладыша и связанное с ним изменение диаметра вкладыша. Величину Δl ввиду ее малости можно во внимание не принимать и считать ось винтового бруса нерастяжимой, т.е. принять $\Delta l = 0$.

Величины ΔD и $\Delta \alpha$ являются функциями нагрузки P и начальных размеров пружинного вкладыша, а также зависят от упругих свойств материала.

Из литературы [27] известны расчетные формулы для определения изменения диаметра образующего цилиндра ΔD , которое представляет для нас больший интерес:

$$\Delta D = -\frac{D^2 \cos 2\alpha}{2 \cos^2 \alpha} \Delta \aleph - \frac{D^2 \sin \alpha}{\cos \alpha} \Delta k. \quad (1.17)$$

Минус в формуле означает что сила, сжимающая пружину, считается отрицательной. Предполагается, что напряжения не превосходят предела пропорциональности, а винтовой брус, образующий пружинный вкладыш, при определении перемещений можно считать брусом малой кривизны, общая длина которого остается неизменной ($\Delta l = 0$), то $\Delta \aleph = \frac{M_b}{B}$, а $\Delta k = \frac{M_t}{C}$, где $B = EJ_b$ – жесткость бруса при изгибе; J_b – момент инерции сечения относительно бинормали; C – жесткость при кручении; E – модуль упругости первого рода.

Учитывая, что упругие перемещения пружинного вкладыша малы по сравнению с соответствующими им размерами, можно воспользоваться принципом начальных размеров, т.е. принять $D=D_0$, $\alpha=\alpha_0$. В таком случае изменение диаметра пружинного вкладыша можно рассчитать по формуле:

$$\Delta D = -PD_0^3 \sin \alpha_0 \left(\frac{1}{2C} - \frac{\cos 2\alpha_0}{4B \cos^2 \alpha_0} \right) - M \frac{D_0^2}{2 \cos \alpha_0} \left(\frac{2 \sin^2 \alpha_0}{C} + \frac{\cos 2\alpha_0}{B} \right). \quad (1.13)$$

Чтобы не дать одному торцу пружинного вкладыша, нагруженной осевой силой P , проворачиваться относительно другого, к торцам необходимо приложить момент $M=M_0$:

$$M_0 = -\frac{PD_0(B-C) \sin 2\alpha_0}{4(B \sin^2 \alpha_0 + C \cos^2 \alpha_0)}. \quad (1.18)$$

Осевую силу P можно выразить как функцию угла подъема α :

$$P = \frac{4BC}{D_0^2} \sin(\alpha - \alpha_0) \frac{\cos^2 \alpha_0}{\cos \alpha} \cdot \frac{B \cos \alpha \cos \alpha_0 + C \sin \alpha \sin \alpha_0}{(B \cos^2 \alpha + C \sin^2 \alpha)^2}. \quad (1.19)$$

Угол подъема α постепенно изменяется в процессе нагружения пружинного вкладыша.

Для пружин растяжения-сжатия с неповорачивающимися торцами:

$$D = D_0 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}. \quad (1.20)$$

Заменяя диаметр D деформированного пружинного вкладыша его значением из формулы 2.16, получим выражение для определения осевой силы P :

$$P = \frac{4 \cos^2 \alpha_0}{D_0^2} \left[C(\sin \alpha - \sin \alpha_0) - B \sin \alpha \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \right) \right]. \quad (1.21)$$

Осевое перемещение концов пружинного вкладыша

$$\lambda = (H - H_0) = l_0(\sin \alpha - \sin \alpha_0). \quad (1.22)$$

Задаваясь последовательными значениями угла подъема α можно подсчитать силу P и соответствующее ей осевое перемещение концов пружинного вкладыша λ и построить нелинейную характеристику в координатах λ, P , рисунок 1.15 [11].

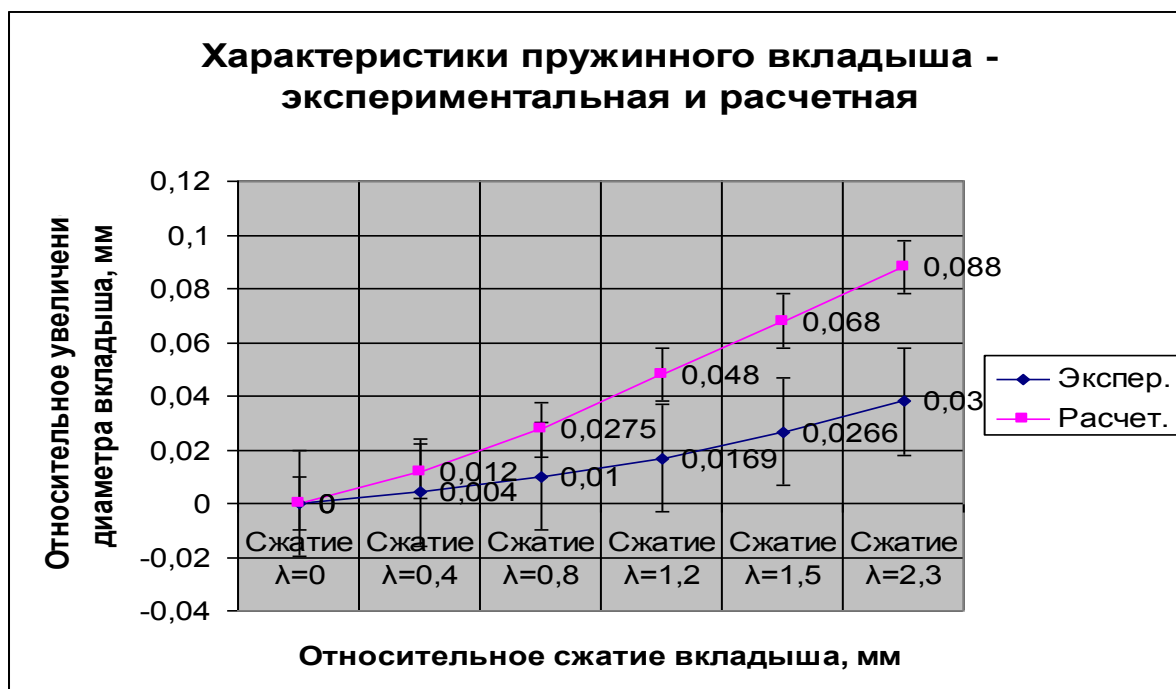


Рисунок 1.15. - Расчетная и экспериментальная характеристики пружинного вкладыша [27]

Получив значение ΔD , можно рассчитать величину натяга, образующегося при сдавливании пружины усилием P , сопровождающееся изменением длины пружины H . Так, необходимо в сопряжении внутренней рабочей поверхности наружного кольца и внешней поверхности пружинного вкладыша обеспечить нулевой натяг-зазор, а в сопряжении наружная поверхность внутреннего кольца – внутренняя поверхность вкладыша обеспечить натяг, величина которого при сдавливании вкладыша в процессе сборки уменьшится наполовину.

На рабочей поверхности наружного кольца и наружной поверхности вкладыша после сборки также образуется натяг рисунок 1.2А. Процесс изготовления деталей подшипника упрощается, а требуемые посадки рабочих поверхностей получаются в процессе сборки. Упрощается и сам процесс сборки.

Выполнение пружинного вкладыша конической формы более технологично, чем выполнение конических поверхностей у вала и кольца. Угол конуса от 1° до 5° необходим для создания предварительного натяга на половинах поверхностей вала и кольца, так как узкая часть конического вкладыша обхватывает с натягом вал, а широкая часть обеспечивает натяг по внутренней поверхности кольца. Причем, чем больше угол, тем больше натяг. Делать угол пружины более 5° нецелесообразно, т.к. он слишком велик, что негативно повлияет на собираемость подшипника, а делать угол менее 1° также нецелесообразно, поскольку натяг будет недостаточным для нормальной работы подшипника [27].

1.4 Расчет конического пружинного вкладыша

Поскольку теоретический расчет цилиндрического пружинного вкладыша справедлив и теоретическая характеристика пружинного вкладыша достаточно хорошо коррелирует с экспериментальной при малых значениях λ , а при больших λ появляются расхождения, то применение в подшипнике конического пружинного вкладыша приводит к необходимости корректировки расчетных формул.

При расчете конического пружинного вкладыша принимаем, что он изготавливается из пружинной проволоки 65Г квадратного сечения со стороной квадрата 1,4 мм, такая проволока выбрана потому, что она наиболее подходит для изготовления пружинного вкладыша сайлентблока заднего амортизатора автомобиля семейства ВАЗ, рисунок 1.16.

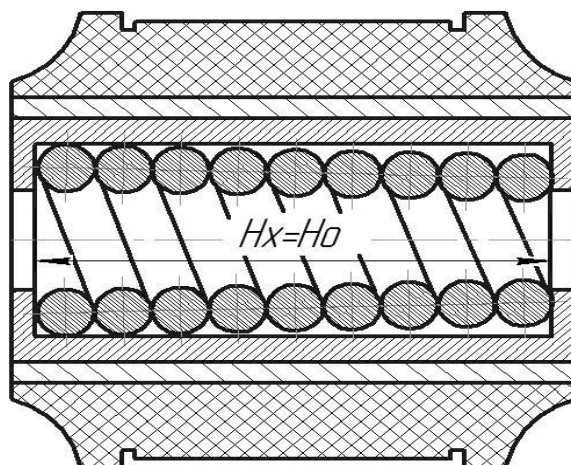


Рисунок 1.16 - Эскиз сайлентблока амортизатора с подвижным коническим пружинным вкладышем

На эскизе пружинный вкладыш имеет цилиндрическое сечение (в общем случае расчета). При этом он может быть шлифован до требуемого размера, как внутри, так и снаружи.

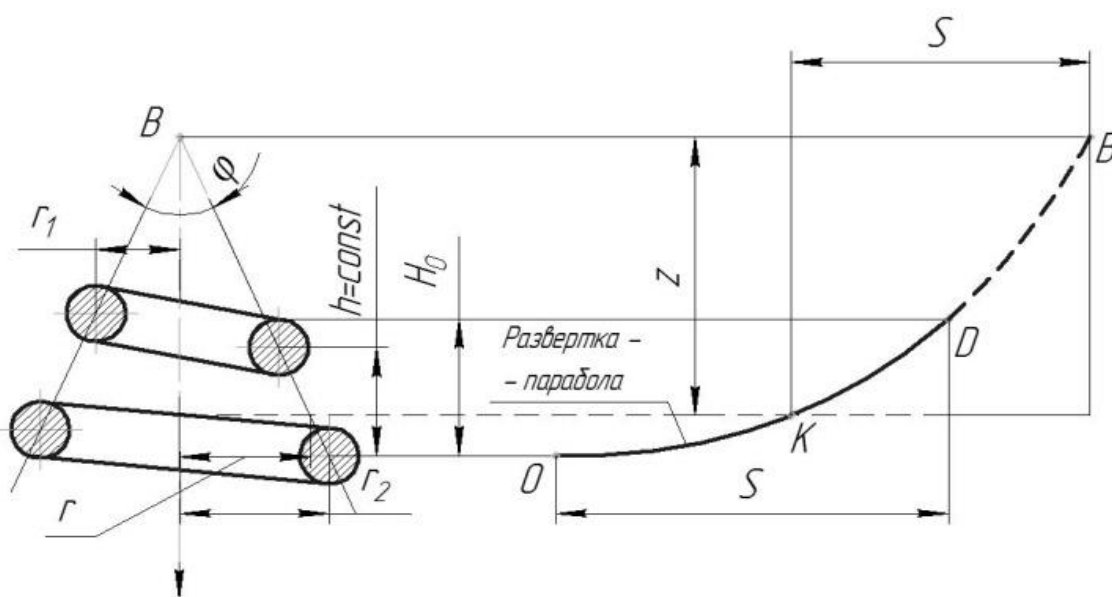


Рисунок 1.17 - Стандартная характеристика конической пружины

При расчете конического пружинного вкладыша рисунки 1.16 и 1.17 изготовлены из пружинной проволоки 65Г квадратного сечения.

Данная модель предназначена для теоретических расчетов конического пружинного вкладыша подшипника сайлентблока амортизатора и представлена на рисунках 1.18 и 1.19.

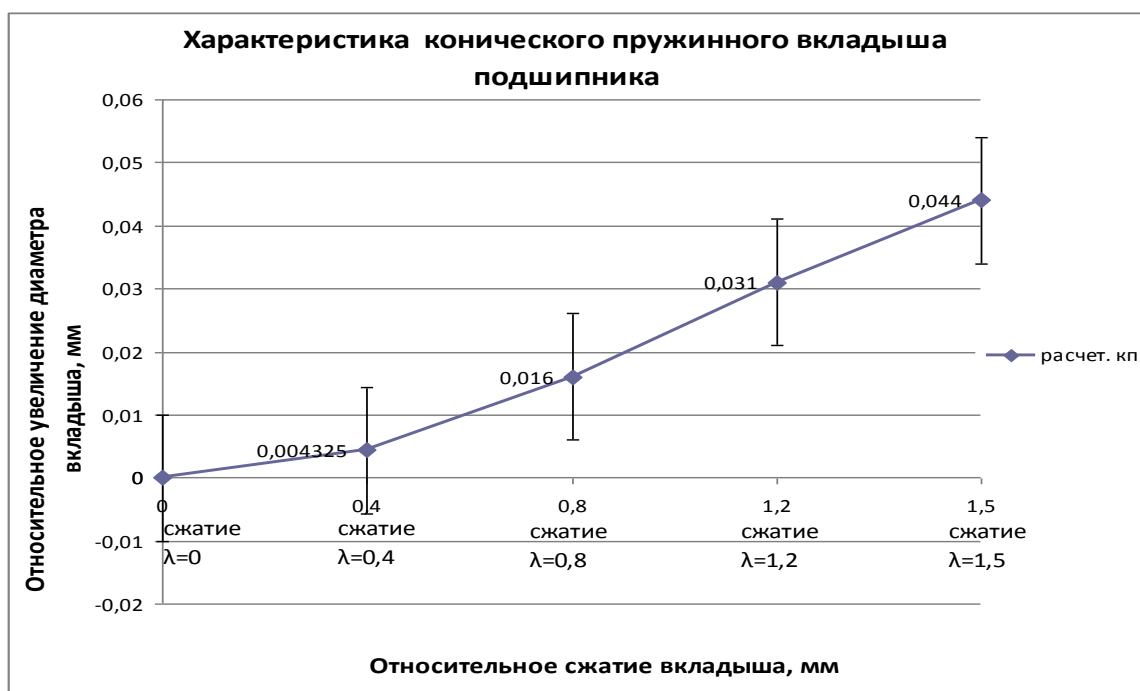


Рисунок 1.18 - Теоретическая характеристика конического пружинного вкладыша подшипника сайлентблока амортизатора

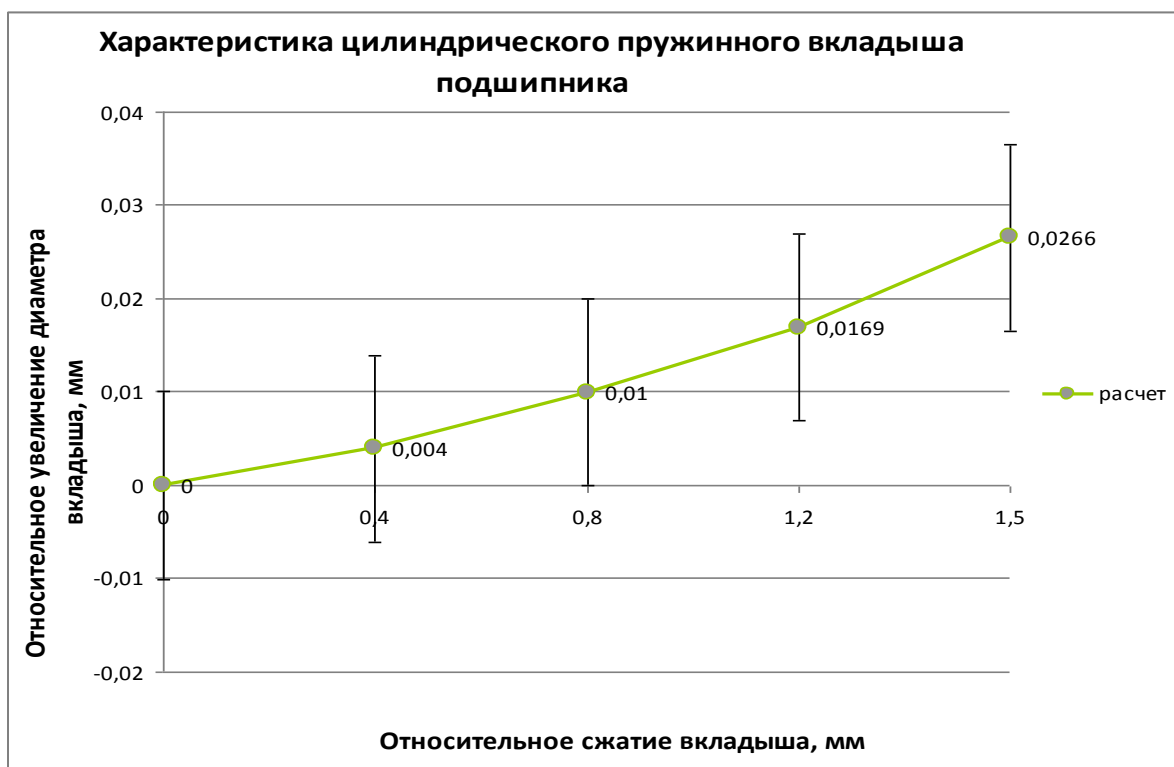


Рисунок 1.19 - Теоретическая характеристика для цилиндрического пружинного вкладыша сайлентблока амортизатора [27]

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

2.1 Общая структура экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования включают методы, позволяющие получить скоростные характеристики и оценить влияние силы сопротивления хода сжатия и отбоя в амортизаторе в зависимости от выбранных факторов. В нашем случае проводились как экспериментальные, так и стендовые исследования на установке самостоятельного изготовления, так и стенде СИА-04 «ЭНГА» производства ООО «ИТЦ-ТЕСТ» г. Энгельс.

Для повышения эксплуатационной долговечности подвески, а также безопасности и комфортабельности движения автомобиля, необходимо применение в амортизаторах ремонтных комплектов, основанных на новых трибологических принципах. Такой ремонтный комплект включает применение цилиндрического и конического пружинных вкладышей, соответственно, в поршневом узле и сайлентблоке амортизатора.



Рисунок 2.1 - Амортизатор автомобиля ВАЗ

Таблица 2.1 - Технические параметры конструкции амортизатора

Наименование параметров	Размерность	2108-2915004-01
Тип		Масляный
Ход штока	мм	230
Длина резьбовой части штока	мм	21,2
Диаметр штока	мм	9
Ход сжатия	Н	247
Ход отбоя	Н	565
Масса	кг	2,2

По первому узлу ремонтного комплекта при проведении эксперимента планировалось изучение влияния температуры и скорости перемещения поршня амортизатора на усилие сжатия и отбоя, у стандартного амортизатора и с установленным ремонтным комплектом для автомобиля ВАЗ, рисунок 2.1.

В ходе экспериментальных испытаний рассматривалось изменение скоростных характеристик в зависимости от температуры (контроль температурной характеристики по ОСТ 37.001.440-86), а также изменение силы сопротивления амортизатора в зависимости от температуры амортизатора.

У стандартного и с установленным ремонтным комплектом амортизаторов до начала эксперимента были сняты характеристики дроссельного режима при отбое, и клапанного режима при сжатии, при трех температурах $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ и $+45^{\circ}\text{C}$. Тип характеристики заднего амортизатора регрессивная, хорошо справляется с гашением колебаний и уменьшает крены кузова при резком маневрировании, но пропускает на него вибрации от дорожных неровностей. На малых скоростях перемещения поршня, жесткость средняя. С ростом скорости и переходом амортизатора на клапанный режим она незначительно снижается.

После снятия характеристик у стандартного амортизатора в дроссельном режиме при отбое, и клапанного режима при сжатии, при трех температурах $+7^{\circ}\text{C}$, $+26^{\circ}\text{C}$ и $+45^{\circ}\text{C}$ амортизатор был аккуратно разобран и обезжирен. В амортизаторе имеется поршень с фторопластовым уплотнением и винтовой канавкой рисунок 2.2.



Рисунок 2.2 - Поршень с фторопластовым уплотнением и винтовой канавкой

Фторопластовый уплотнитель был удален. На поршне посадочное место под уплотнитель было углублено и расширено. На его место установлен металлический пружинный вкладыш-уплотнитель. Уплотнительный цилиндрический пружинный вкладыш будет выполнять

функцию лабиринтного уплотнения. Навивка пружины проводилась на пружинонавивочном автомате модели А520 из пружинной проволоки 65Г квадратного сечения с длиной стороны 1,4 мм. Этот автомат выполняет навивку мелких пружин цилиндрической и конической формы с правой и левой навивкой, с постоянным и переменным шагом с поджатыми и не поджатыми крайними витками рисунок 2.3.



Рисунок 2.3 - Пружинный вкладыш на оправке после круглого шлифования

После навивки пружины на пружинонавивочном автомате пружина шлифуется по наружному диаметру, отрезается нужной длины, торцуется и надевается на поршень амортизатора рисунок 2.5. Уплотнительный пружинный вкладыш был тщательно промыт бензином Аи-92 с последующей продувкой сжатым воздухом. Задний амортизатор был заново собран с новой всесезонной амортизаторной жидкостью АЖ 12Т, представляющей собой смесь маловязких нефтяных масел с 8-10% кремнийорганических соединений, и прокачан.



Рисунок 2.4 - Поршень в сборе с уплотнительным омедненным пружинным вкладышем

2.2 Характеристика используемого оборудования для проведения экспериментальных исследований

При проведении экспериментальных исследований стандартного и с пружинными вкладышами амортизаторов автомобиля ВАЗ, использована экспериментальная установка самостоятельного изготовления на базе настольного сверлильного станка для исследования амортизаторов по усилию сжатия и отбоя рисунок 2.5. Экспериментальная установка изготовлена совместно с доцентом кафедры ААХ СГТУ Дамзеном В.А. в лаборатории «Эксплуатация автомобилей» кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство» СГТУ имени Гагарина Ю.А.

Условия проведения исследований

Клапанный режим при скоростях 0,25 м/с (проверка на соответствие с руководством по эксплуатации и ремонту автомобиля ВАЗ) и ходе штока 100 ± 1 мм.

Диапазон измеряемых усилия:

- при ходе сжатия – 300 Н,
- при ходе отбоя – 700 Н.

Погрешность измерения усилия ± 5 Н.

Погрешность измерения скорости $\pm 0,02$ м/с.



Рисунок 2.5 - Экспериментальная установка самостоятельного изготовления для исследования амортизаторов по усилию сжатия и отбоя

Установка самостоятельного изготовления для испытания амортизаторов транспортных средств рисунок 2.6, содержит раму 1, с закрепленным на ней электродвигателем 2, от которого вращение передается через ременную передачу 3, к объединенной передаче зубчатая рейка-шестерня 4, с эксцентриком 5. На боковой поверхности эксцентрика проточена канавка 11 прямоугольного сечения по профилю эксцентрика, максимальный эксцентриситет канавки равен максимальному ходу штока амортизатора. Благодаря этому имеется возможность проведения испытаний амортизатора 9 при различных режимах работы. Его

перемещение определяется датчиком регистрирующего прибора 10. На основании рамы закреплена стремянка 7, на которой установлен упругий элемент 6, предназначенный для восприятия колебаний от механизма привода через гидравлический амортизатор под которым размещен датчик сопротивления 8.

Установка работает следующим образом. Испытуемый амортизатор 9 корпусом закрепляется на упругом элементе 6, а штоком на канавке эксцентрика 5. Вращение от электродвигателя 2, через ременную передачу 3 и объединенную передачу зубчатая рейка-шестерня 4, и эксцентрик 5, передается по канавке 11 прямоугольного сечения по профилю эксцентрика, на шток амортизатора. В результате на штоке амортизатора создаются колебания необходимой формы, которые передаются на датчик регистрирующего прибора 10. Далее упругий элемент 6, закрепленный одним концом на стремянке 7, установленный на раме 1, а свободным концом воспринимает колебания штока амортизатора 9 через его корпус, которые фиксируются датчиком сопротивления 8.

При испытании амортизатора на установке, снимается характеристика амортизатора соответствующая кривой 2 на рисунке 3.7 которая отлична от кривой 1 снимаемая по прототипу, за счет эксцентрика 5. Так же имеется возможность проведения испытаний амортизатора при различных режимах работы благодаря эксцентрику 5, на боковой поверхности которого проточена канавка прямоугольного сечения по профилю эксцентрика, максимальный эксцентриситет канавки равен максимальному ходу штока амортизатора. Компактность установки обеспечивается силовой схемой установки и компактной конструкции объединенной передачи зубчатая рейка - шестерня 4 и эксцентрик 5.

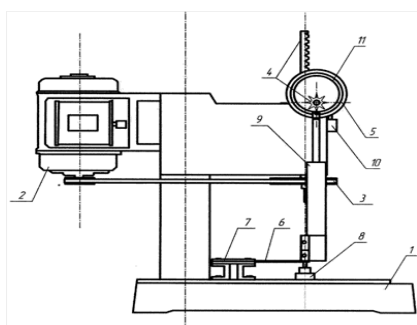


Рисунок 2.6 - Схема экспериментальной установки самостоятельного изготовления для исследования амортизаторов по усилию сжатия и отбоя

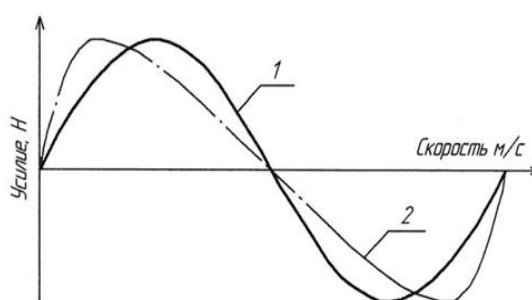


Рисунок 2.7 - Характеристика амортизатора

Температура амортизатора в процессе исследований замерялась с помощью цифрового мультиметра.

Для проведения сравнительных стендовых испытаний стандартных амортизаторов и с установленным ремонтным поршневым уплотнением был использован стенд СИА-04 «ЭНГА» производства ООО «ИТЦ-ТЕСТ» г. Энгельс.

Стенд СИА-04 «ЭНГА» предназначен для испытания телескопических стоек и амортизаторов различных типов для легковых автомобилей. Испытание производится методом гармонических колебаний и построением рабочей диаграммы испытываемого амортизатора (координаты «усилие-перемещение») или скоростной характеристики (координаты «усилие-скорость»). Процесс испытания автоматизирован, управление ведется компьютером.

Внешний вид стенда «ЭНГА» изображен на рисунке 2.8. Стенд состоит из исполнительного модуля, модуля управления и регистрации. Исполнительный модуль состоит из основания и остова portalного типа. В нижней части остова размещены: мотор-редуктор силового привода, датчик угла поворота КШМ, кривошипно-шатунный механизм, ползун, зажим крепления корпуса испытываемого амортизатора, силовой блок питания. В верхней части стенда установлена траверса с закрепленными на ней силоизмерительным устройством и устройством крепления штока испытываемого амортизатора. Пульт управления и регистрации (персональный компьютер) устанавливается на специальной стойке.



Рисунок 2.8 - Внешний вид стенда «ЭНГА»

Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 2.9. Привод стенда состоит из мотор-редуктора 1, выходной вал которого, связан с коленчатым валом 2, на который надет нижний конец шатуна 3. Верхний конец шатуна 3 соединен с ползуном 4, к которому крепится зажимное устройство 5 корпуса испытываемого амортизатора 6 и кронштейн 7. Резьбовая часть штока амортизатора 6 зажимается верхним устройством 8, которое установлено на свободном конце силоизмерительного устройства 9, которое жестко крепится к траверсе стенда. На передней панели корпуса стенда установлен датчик угла поворота КШМ (Кривошипно-шатунный механизм) 10, который через поводок связан с коленчатым валом 2.

Стенд работает следующим образом. С помощью клавиатуры управления запускается процесс испытания амортизатора (предварительно закрепленного в механические зажимные устройства) – команда с микроконтроллера 11 (через электронный вариатор 14) включает электродвигатель силового привода 1 с определенной частотой и амплитудой. Вращение коленчатого вала 2 фиксируется датчиком угла поворота КШМ 10, а усилия сопротивления амортизатора 6 передаются силоизмерительному устройству 9. Информация с датчика угла поворота КШМ 10 и деформация силоизмерительного устройства 9 преобразуется в электрические сигналы, которые подаются на соответствующие входы микроконтроллера 11. Затем информация поступает на компьютер 12. После испытания на дроссельном/клапанном режиме микроконтроллер 11 перестраивает силовой привод 1 на другой режим и процесс испытания повторяется. После соответствующих преобразований на мониторе 13 отображается информация о результатах испытания амортизатора 6.

Стенд может работать в следующих режимах:

- испытание амортизатора;
- настройка нуля и усиления силоизмерительного устройства, помощь в настройке датчика угла поворота КШМ;
- тестирование отдельных узлов стенда при поиске неисправностей;
- работа с базой данных.

Последовательность работы со стендом

Установить режим испытания (автоматический или полуавтоматический). Для испытания амортизатора (телескопической стойки) установить его на стенде.

Процесс испытания амортизатора заключается в следующем:

1. Включить привод, процесс испытания синхронизируется по стробоскопу ВМТ с датчика угла поворота КШМ и в течение двух оборотов происходит прокачка амортизатора.

2. Провести один цикл испытания амортизатора ($n=60 \text{ мин}^{-1}$) с построением графика и обсчетом параметров.
3. Перестроить привод станда на дроссельную скорость испытания ($n=20 \text{ мин}^{-1}$). Провести повторный цикл испытания.
4. Выключить мотор-редуктор привода.
5. Провести анализ повторяемости между циклами испытания, значения дроссельных и максимальных усилий отбоя и сжатия, соответствующих скоростям 0,105 м/с и 0,314 м/с (0,084 м/с и 0,251 м/с).
6. По результатам анализа заполнить «Протокол» испытания и «Заключение» соответствия амортизатора ТУ завода-изготовителя. При соответствии параметров фон «Заключения» становится зеленым, при несоответствии - фон «Заключения» становится красным.
7. При необходимости произвести печать протокола испытаний.
8. Результаты каждого испытания амортизатора занести в базу данных.

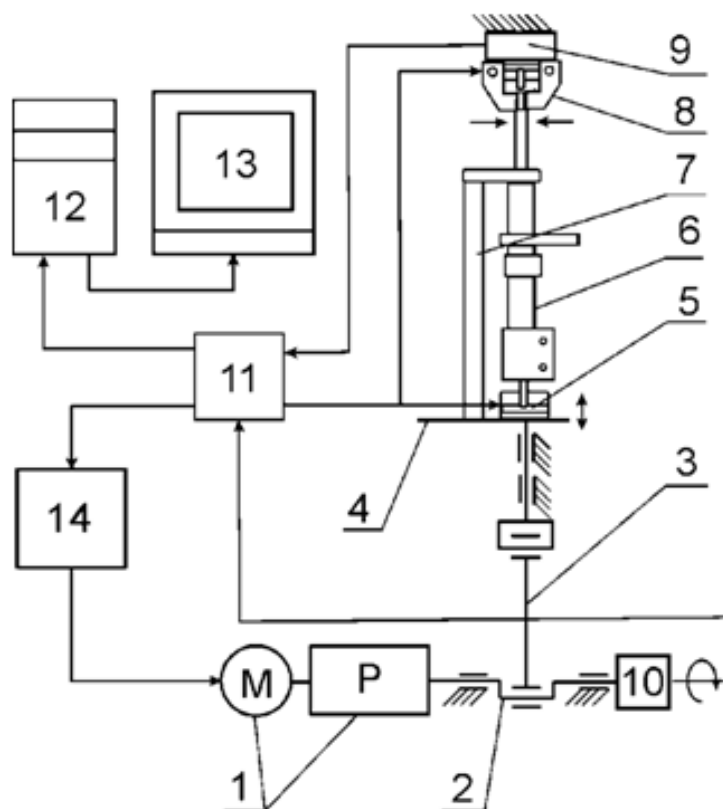


Рисунок 2.9 - Схема станда «ЭНГА»

Условия эксплуатации:

Температура окружающего воздуха, °С	20±10
Относительная влажность воздуха не более, %	80
Атмосферное давление, мм. рт. ст.	630...800

2.3 Методика проведения экспериментальных исследований

Задачей экспериментальных исследований [28, 7] явилось изучение влияния температуры и скорости перемещения поршня на усилие сжатия и отбоя. Усилие на штоке при растяжении амортизатора, и усилие на штоке при отбое амортизатора являются функциями отклика.

Так же, в качестве функции отклика может выступать параметр плавности хода штока поршня. Поскольку плавность хода штока поршня определяется чисто визуально по форме кривых, то, в нашем случае, можно ограничиться параметром усилия отбоя и сжатия $P_{сж}$ и $P_{от}$. В результате предварительных экспериментов и анализа данных литературных источников [29 и др.] выяснено, что эти параметры зависят от таких факторов, как температура T^0 и скорость перемещения поршня $V_{п}$.

При увеличении температуры масло становится менее вязким, в результате чего могут изменяться усилия отбоя и сжатия амортизатора. При низкой температуре у масла вязкость повышается, амортизаторы будут передавать на кузов автомобиля толчки и вибрацию, а при ходе отдачи - запаздывать. От этого ухудшается плавность хода автомобиля, а также могут появиться трещины в местах крепления амортизаторов к кузову, увеличатся динамические нагрузки на узлы и детали.

Изменение скорости так же может влиять на изменения усилия сжатия и отбоя что в свою очередь скажется и на характеристике амортизатора.

Таким образом, окончательно в качестве факторов, влияющих на параметры амортизатора, выбираем температуру T^0 и скорость $V_{п}$.

При этом план эксперимента должен обеспечивать возможность варьирования каждого фактора не менее чем на трех уровнях. Следовательно, число опытов должно быть не менее числа коэффициентов, равного числу сочетаний $k + 2$, т.е.:

$$N \geq_{k+2}^2 = \frac{(k+2)(k+1)}{2}, \quad (2.1)$$

где k - число уровней варьирования факторов. При $k \leq 2$ наиболее эффективным является двух факторный эксперимент [30].

Таким образом, при 2-х уровнем варьировании 2-х факторов общее число независимых опытов составляет:

$$N = S^k, \quad (2.2)$$

где S - число независимых факторов.

Для удобства расчета коэффициентов модели в матрицу планирования вводили фиктивную независимую переменную X_0 , которая во всех опытах принимает значение +1.

С целью упрощения последующих расчетов и представления результатов эксперимента в компактном виде использовали матричную форму записи [27].

Матрица планирования полного факторного эксперимента 2^2 показана в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Матрица планирования полного факторного эксперимента

ПОЛНЫЙ ПЛАН МАТРИЦЫ ПЛАНИРОВАНИЯ 2^2					
Номер точки плана	Значения факторов в кодовых обозначениях			Комбинации произведений факторов в кодовых обозначениях	Действительное значение показателя параметра оптимизации по реализации эксперимента
№	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	Y
1	+	-	-	+	Y_1
2	+	+	-	-	Y_2
3	+	-	+	-	Y_3
4	+	+	+	+	Y_4

Требуемое количество опытов в каждой точке плана определено по методике [31]. Трех повторных опытов достаточно для обеспечения 95% надежности результатов.

Последовательность выполнения опытов выбрана с применением таблицы равномерно распределенных случайных чисел [32]. Обозначения факторов, их уровни и интервалы варьирования показаны в таблице 2.3.

Для описания функции отклика используем неполную квадратичную модель (линейная модель уравнения регрессии):

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2, \quad (2.3)$$

где Y - параметр оптимизации;

b_i - параметры модели (коэффициенты регрессии);

x_i - факторы процесса в кодированном виде.

Чтобы убедиться в воспроизводимости опытов, проводили параллельные опыты во всех областях изменения влияющих факторов. Каждый опыт повторяли трижды [27].

Среднее значение параметра оптимизации в параллельных опытах вычисляли по формуле:

$$\bar{Y}_j = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k Y_{ji}, \quad (2.4)$$

где k - число параллельных опытов ($k = 2$).

Таблица 2.3 – Обозначения факторов, их уровни и интервалы варьирования

ИССЛЕДУЕМЫЕ ФАКТОРЫ В ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ		
УРОВНИ	Факторы процесса в единицах измерения	
	Температура $T^{\circ}\text{C}$	Скорость $V \text{ м/с}$
Верхний	45	0,34
Нижний	7	0,25
Основной	26	0,295
Интервал варьирования	19	0,045
Кодовые обозначения	X_1	X_2

Дисперсию параллельных опытов определяем по уравнению:

$$S_j^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (Y_{ji} - \bar{Y}_j)^2, \quad (2.5)$$

Для проверки воспроизводимости опытов находили отношение наибольшей из оценок дисперсии к сумме всех оценок дисперсии:

$$G_p = \frac{S_{j\max}^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2}, \quad (2.6)$$

где G_p - расчетное значение критерия Кохрена.

После сравнения расчетного и табличного значений критерия Кохрена, $G_p \leq G_T$, устанавливали воспроизводимость опытов и оценивали однородность дисперсий.

Затем определяли оценку дисперсии воспроизводимости:

$$S(y)^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j^2, \quad (2.7)$$

Ошибку эксперимента находим из выражения:

$$S(y) = +\sqrt{S^2(y)}, \quad (2.8)$$

Коэффициенты в уравнении регрессии рассчитывались по формулам:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j, \quad (2.9)$$

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum X_{ji} y_j, \quad (2.10)$$

Коэффициенты полинома вычисляли с помощью программы Mathcad PLUS 7.0...11 PRO пакета Math Soft Apps и представляли в виде матрицы.

Статистическую значимость коэффициентов проверяли с помощью t -критерия. Коэффициент регрессии значим, если выполняется условие:

$$b \geq S_b t, \quad (2.11)$$

где t - табличное значение критерия Стьюдента.

Ошибки коэффициентов регрессии определялись по формуле:

$$S(b_i) = \frac{S(y)}{\sqrt{Nr}} \quad (2.11)$$

и сравнивали между собой.

Затем установили доверительный интервал длиной $2 \Delta b_i$:

$$\Delta b = t_{кр} S(b_i). \quad (2.12)$$

Критическое значение $t_{кр}$ выбрано из [33].

Полученное уравнение регрессии проверялось на адекватность с помощью критерия Фишера, который представляет собой соотношение вида:

$$F_p = \frac{\max(S_{\epsilon/B}^2, S_-^2)}{\min(S_{\epsilon/B}^2, S_-^2)}, \quad (2.13)$$

где S_{ad}^2 - оценка адекватности.

Оценку дисперсии адекватности вычисляем по формуле:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N-B} \sum (y_j^3 - y_j^p)^2, \quad (2.14)$$

где N - число опытов полного факторного эксперимента;

B - число коэффициентов регрессии искомого уравнения, включая свободный член;

y_j^3, y_j^p - экспериментальное и расчетное значения функции отклика в j -м опыте;

Число степеней свободы для оценки дисперсии адекватности определяем по формуле:

$$f_{ад} = N - B, \quad (2.15)$$

уравнение регрессии адекватно при выполнении условия $F_p \leq F$, где F - значение критерия Фишера.

После потенцирования уравнения [34] и подстановки натуральных значений факторов получали математическую модель изучаемого процесса.

Данная модель аппроксимирует зависимость параметра оптимизации от выбранных факторов [27].

Получены уравнения регрессии зависимости силы сопротивления хода сжатия и отбоя на штоке амортизатора ($P_{сжатия}$, $P_{отбоя}$) от скорости перемещения поршня и температуры амортизатора:

Стандартный амортизатор при отбое:

$$P_{от} = 5,635 \cdot T^{0,081} \cdot V^{-0,124} \quad (2.16)$$

Стандартный амортизатор при сжатии:

$$P_{сж} = 6,352 \cdot T^{0,052} \cdot V^{-0,0377} \quad (2.17)$$

Амортизатор с пружинным вкладышем при отбое:

$$P_{от} = 5,469 \cdot T^{0,131} \cdot V^{-0,355} \quad (2.18)$$

Амортизатор с пружинным вкладышем при сжатии:

$$P_{сж} = 6,379 \cdot T^{0,054} \cdot V^{-0,116} \quad (2.19)$$

ГЛАВА 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АМОРТИЗАТОРОВ С НОВЫМИ ПОРШНЕВЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ И САЙЛЕНТБЛОКАМИ

3.1 Обработка и анализ результатов экспериментальных исследований режимов работы амортизатора

Обработка результатов экспериментов и проверка адекватности моделей проведена по методике. Определялась зависимость силы сопротивления хода сжатия и отбоя на штоке амортизатора ($P_{\text{сжатия}}$, $P_{\text{отбоя}}$) от скорости перемещения поршня ($V_1=0,25$ м/с, $V_2=0,34$ м/с) и температуры амортизатора ($t=+7$ °C, $t=+45$ °C). Указанные зависимости можно представить в виде степенных функций:

$$P_{\text{сж}} = C_{P_{\text{сж}}} V^{b_{P_{\text{сж}}}} T^{b_{P_{\text{сж}}}}, \quad (3.1)$$

$$P_{\text{от}} = C_{P_{\text{от}}} V^{b_{P_{\text{от}}}} T^{b_{P_{\text{от}}}}. \quad (3.2)$$

При проведении многофакторного эксперимента используем линейную модель уравнения регрессии, для этого логарифмируем правую и левую части:

$$\ln P_{\text{сж}} = \ln C_{P_{\text{сж}}} + b_{P_{\text{сж}1}} \ln V^{b_{P_{\text{сж}}}} + b_{P_{\text{сж}2}} \ln T, \quad (3.3)$$

$$\ln P_{\text{от}} = \ln C_{P_{\text{сж}}} + b_{P_{\text{от}1}} \ln V + b_{P_{\text{от}2}} \ln T, \quad (3.4)$$

где $C_{P_{\text{сж}}}$ - коэффициент пропорциональности;
 $b_{P_{\text{сж}1}}$ - показатель степени.

Таким образом, под функцией отклика Y понимаем логарифм величины силы сопротивления хода отбоя и сжатия, а под факторами X_1 , X_2 величины, которые рассчитываются по формулам:

$$X_i = \frac{2(\ln X_i - \ln X_{i_{\text{max}}})}{\ln X_{i_{\text{max}}} - \ln X_{i_{\text{min}}}} + 1, \quad (3.5)$$

$$Xi = \frac{X_i - X_{i_0}}{\Delta X_i}, \quad (3.6)$$

где X_i - кодовое значение i -го фактора;

X_i - натуральное текущее значение i -го фактора;

$X_{i_{\max}}, X_{i_{\min}}$ - соответственно верхний и нижний уровни варьирования i -го фактора;

ΔX_i - полуинтервал варьирования i -го фактора:

$$\Delta X_i = \frac{X_{i_{\max}} - X_{i_{\min}}}{2}. \quad (3.7)$$

Для эксперимента со сжатием

$$X_1 = \frac{2(\ln V - \ln V_{\max})}{\ln V_{\max} - \ln V_{\min}} + 1, \quad (3.8)$$

$$X_2 = \frac{2(\ln T - \ln T_{\max})}{\ln T_{\max} - \ln T_{\min}} + 1, \quad (3.9)$$

Для эксперимента с отбоем

$$X_1 = \frac{2(\ln V - \ln V_{\max})}{\ln V_{\max} - \ln V_{\min}} + 1, \quad (3.10)$$

$$X_2 = \frac{2(\ln T - \ln T_{\max})}{\ln T_{\max} - \ln T_{\min}} + 1, \quad (3.11)$$

В качестве объекта исследований был выбран задний амортизатор автомобиля ВАЗ. Произведена замена в поршне уплотнительного кольца, которое было заменено на уплотнительный элемент, представляющий собой цилиндрический пружинный вкладыш. Уплотнительный пружинный вкладыш был тщательно промыт бензином Аи-92 с последующей продувкой сжатым воздухом. Задний амортизатор был заново собран с новой амортизаторной жидкостью и прокачан.

3.2 Результаты экспериментальных исследований амортизаторов с установленным поршневым сопряжением

По результатам исследований и для дальнейшего анализа построены поверхности функций отклика для силы сопротивления хода по сжатию $P_{сж}$ и отбоя $P_{от}$. Графическое представление функции отклика можно изобразить в трехмерном пространстве. Из графиков следует, что амортизатор с уплотнительным элементом в виде цилиндрического пружинного вкладыша рисунки 3.1., 3.2., 3.3 и 3.4 имеет характеристику по силе сопротивления хода сжатия и отбоя несколько лучшую, чем у стандартного амортизатора рисунки 3.5., 3.6., 3.7. и 3.8. Из этого следует, что замена уплотнительного элемента фактически незначительно влияет на характеристику амортизатора, а в большей степени на нее влияет состояние других элементов (клапанов и др.). Однако использование пружинного уплотнительного элемента положительно скажется на ресурсе работы амортизатора, так как пружинный уплотнительный элемент обеспечит более точное и долговечное сопряжение цилиндропоршневой группы.

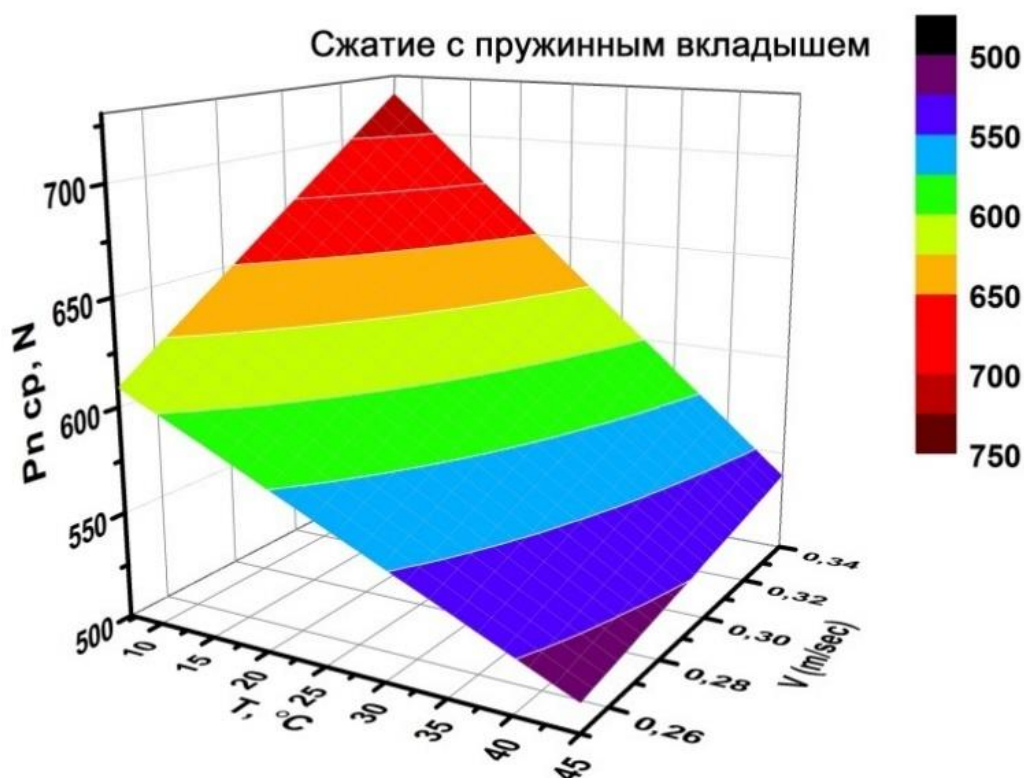


Рисунок 3.1 - Поверхность отклика по усилию сжатия амортизатора с установленным ремонтным комплектом

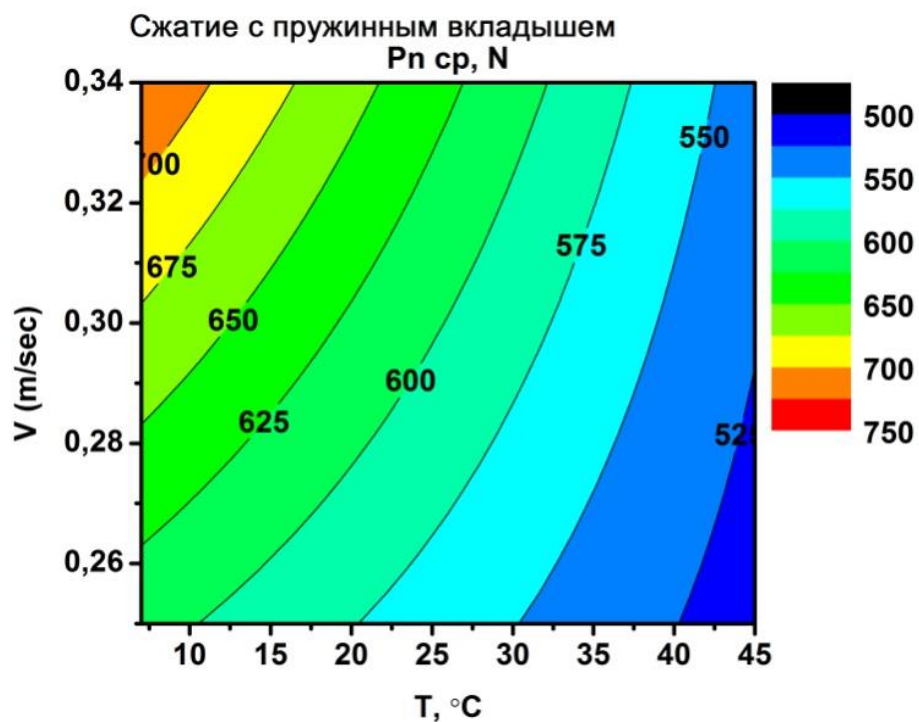


Рисунок 3.2 - График линий равного уровня по силе сопротивления хода сжатия с установленным ремонтным комплектом

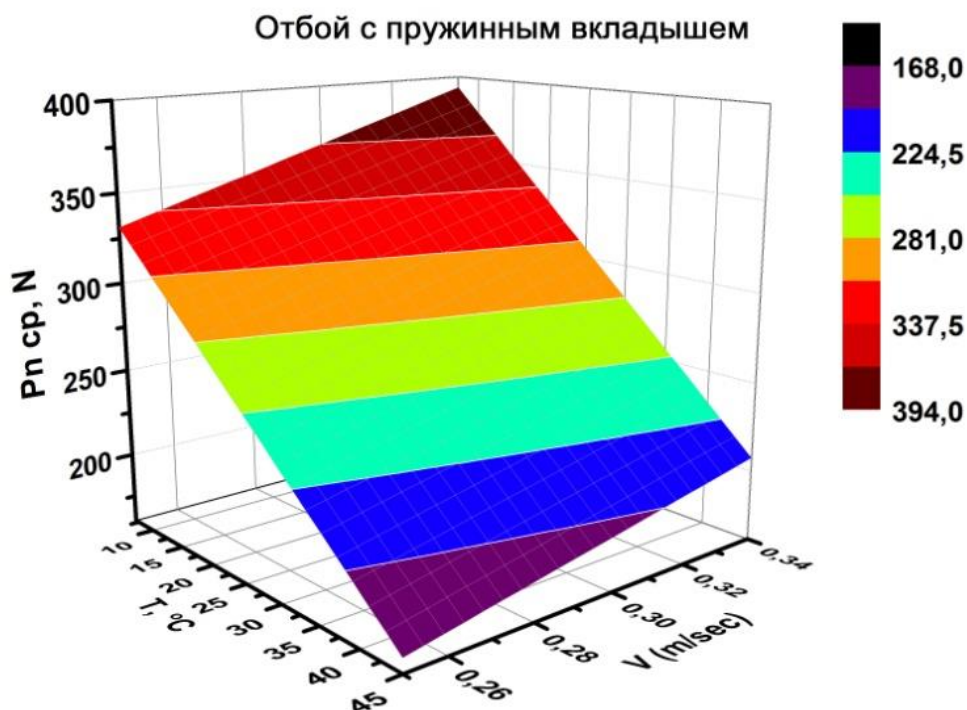


Рисунок 3.3 - Поверхность отклика по силе сопротивления хода отбоя с установленным ремонтным комплектом

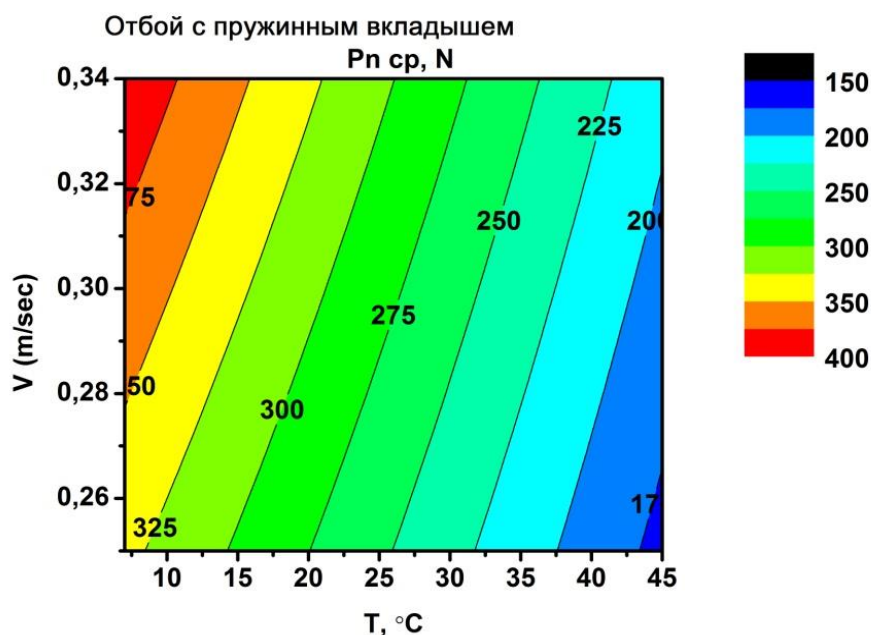


Рисунок 3.4 - График линий равного уровня по силе сопротивления хода отбоя с установленным ремонтным комплектом

При испытании на сжатие $P_{сж}$ зависимость усилия на штоке от температуры амортизатора и скорости перемещения поршня амортизатора представлена на рисунке 3.5, а на рисунке 3.6 изображен график линий равного уровня при испытании на сжатие амортизатора без пружинного вкладыша. При испытании на отбой $P_{от}$ зависимость усилия на штоке от температуры амортизатора и скорости перемещения поршня амортизатора представлена на рисунке 3.7, а на рисунке 3.8 изображен график линий равного уровня при испытании на отбой амортизатора без пружинного вкладыша.

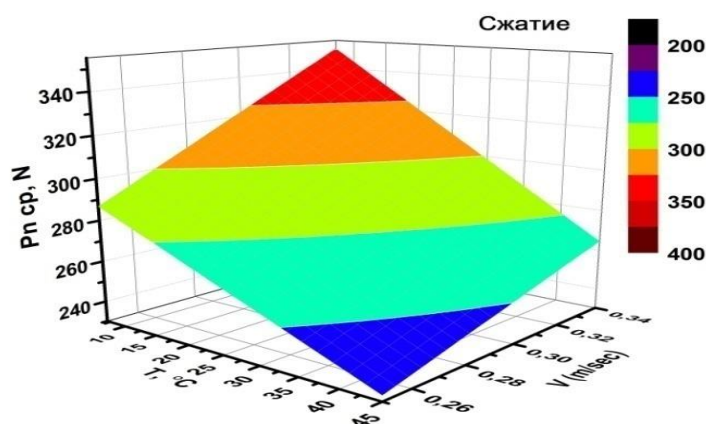


Рисунок 3.5 - Поверхность отклика по силе сопротивления хода сжатия стандартного амортизатора

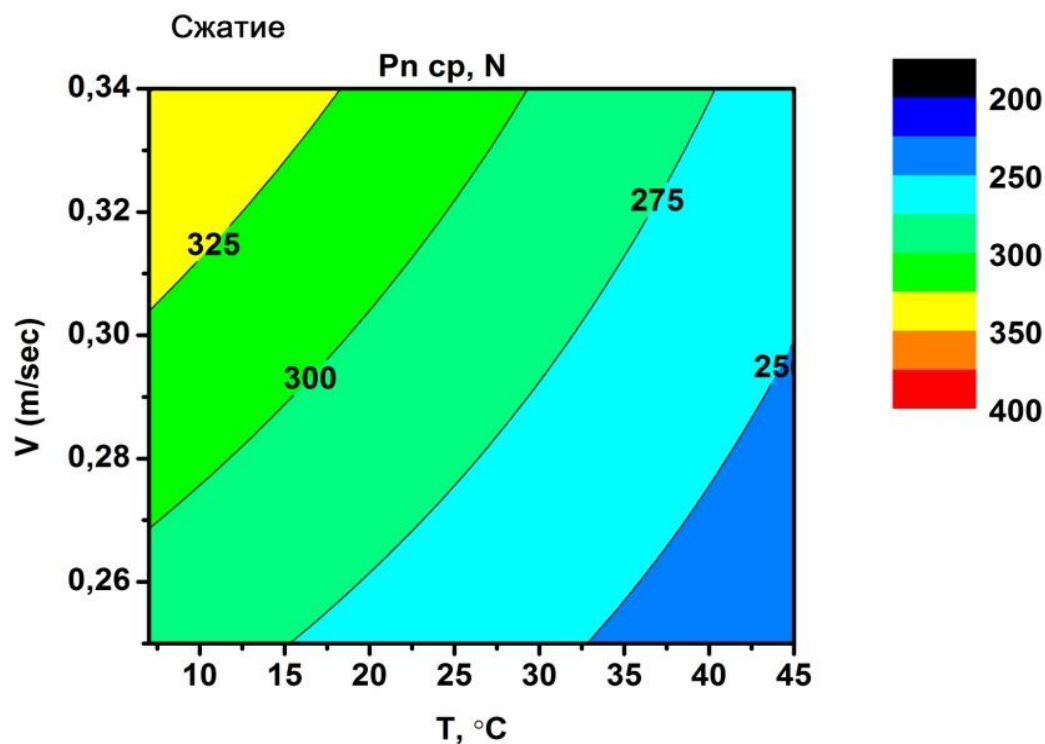


Рисунок 3.6 - График линий равного уровня по силе сопротивления хода сжатия стандартного амортизатора

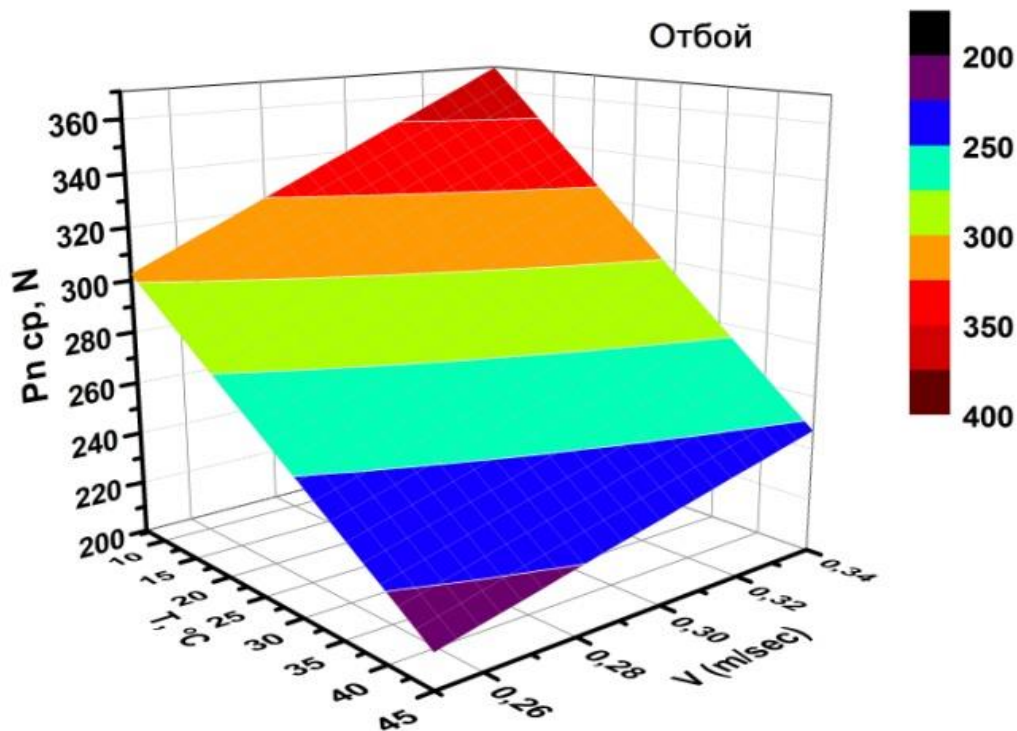


Рисунок 3.7 - Поверхность отклика по силе сопротивления хода отбоя стандартного амортизатора

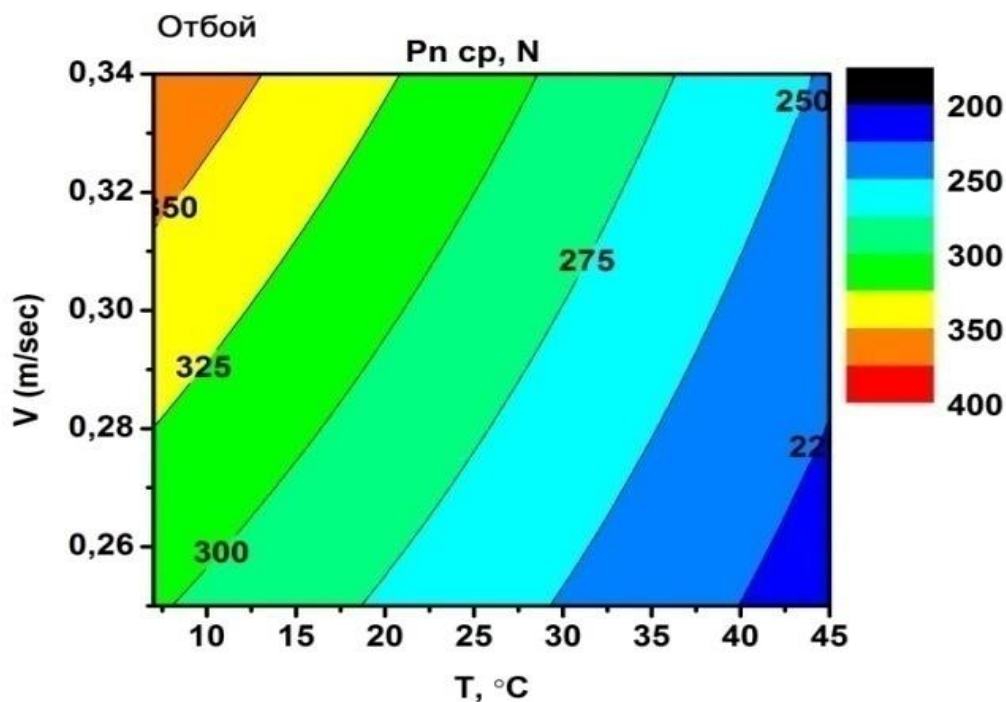


Рисунок 3.8 - График линий равного уровня по силе сопротивления хода отбоя стандартного амортизатора

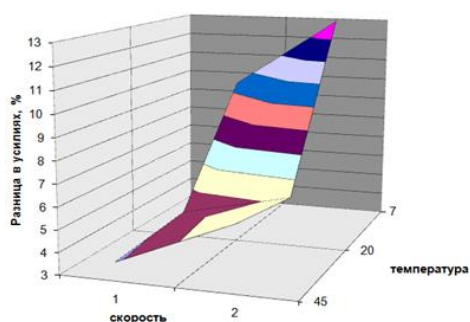


Рисунок 3.9 - Разница в силе сопротивления при ходе сжатия амортизатора с пружинным и без пружинного вкладыша

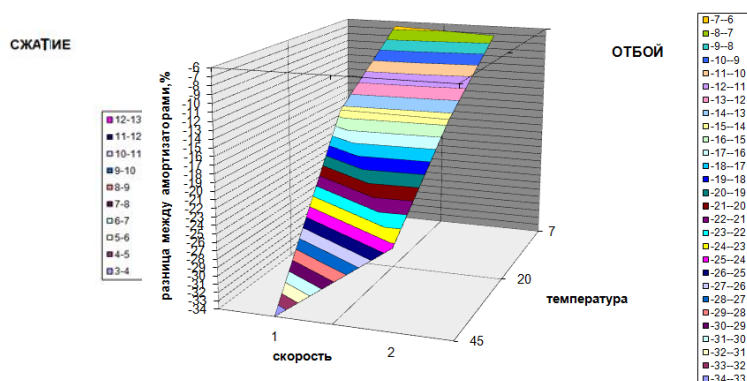


Рисунок 3.10 - Разница в силе сопротивления при ходе отбоя амортизатора с пружинным и без пружинного вкладыша

На рисунках 3.9 и 3.10 показаны различия в силе сопротивления хода при отбое и сжатии амортизатора с пружинным и без пружинного вкладыша.

Нормативное значение для амортизаторов данной модели при температуре 20°C и скорости поршня 0,25 м/с:

усилия сжатия 506,1 - 623,7 Н

усилия отбоя 211,8 - 282,4 Н

Для определения работоспособности телескопической стойки и амортизатора на динамометрическом стенде получены их рабочие диаграммы. Рабочие диаграммы снимались согласно инструкции, прилагаемой к стенду, после выполнения не менее 5 рабочих циклов, при температуре рабочей жидкости $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$, с частотой 60 циклов в мин и длине хода штока (100 ± 1) мм.

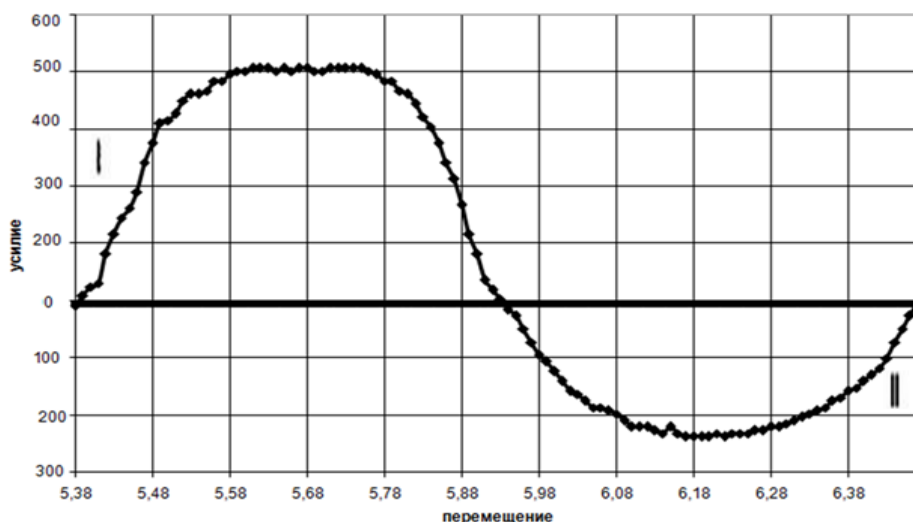


Рисунок 3.11 - Рабочая диаграмма амортизатора с установленным ремонтным комплектом

Кривая диаграммы рисунок 3.11 плавная, а в точке перехода (от хода растяжения к ходу отбоя) без участков, параллельных нулевой линии, что соответствует хорошему амортизатору.

3.3 Снятие сравнительных характеристик амортизаторов на стенде СИА-04 «ЭНГА» и оценка результатов

При исследовании амортизаторов на стенде СИА-04 «ЭНГА» существуют два основных приемосдаточных показателя:

1) Режим дроссельной скорости - характеризует качество сопряжений и герметичности полостей над и под поршневой или клапанов, при малых скоростях перемещения - этот режим применяется в эксплуатации автомобиля в обычные условия.

2) Режим клапанной скорости - открывается разгрузочный клапан, клапан сжатия либо клапан отбоя для снижения нагрузок на элемент амортизатора и всей подвески в целом и кузова. Этот режим наступает, когда автомобиль перемещается по большим и глубоким ямам или движется на высоких скоростях по неровностям дороги.

Дроссельный режим 20 мин^{-1} при ходе 100 мм и клапанный режим 60 мин^{-1} при ходе 100 мм. Дроссельная скорость 0,105 м/с и клапанная скорость 0,314 м/с. Эти способы применяют при приемосдаточных испытаниях амортизатора.

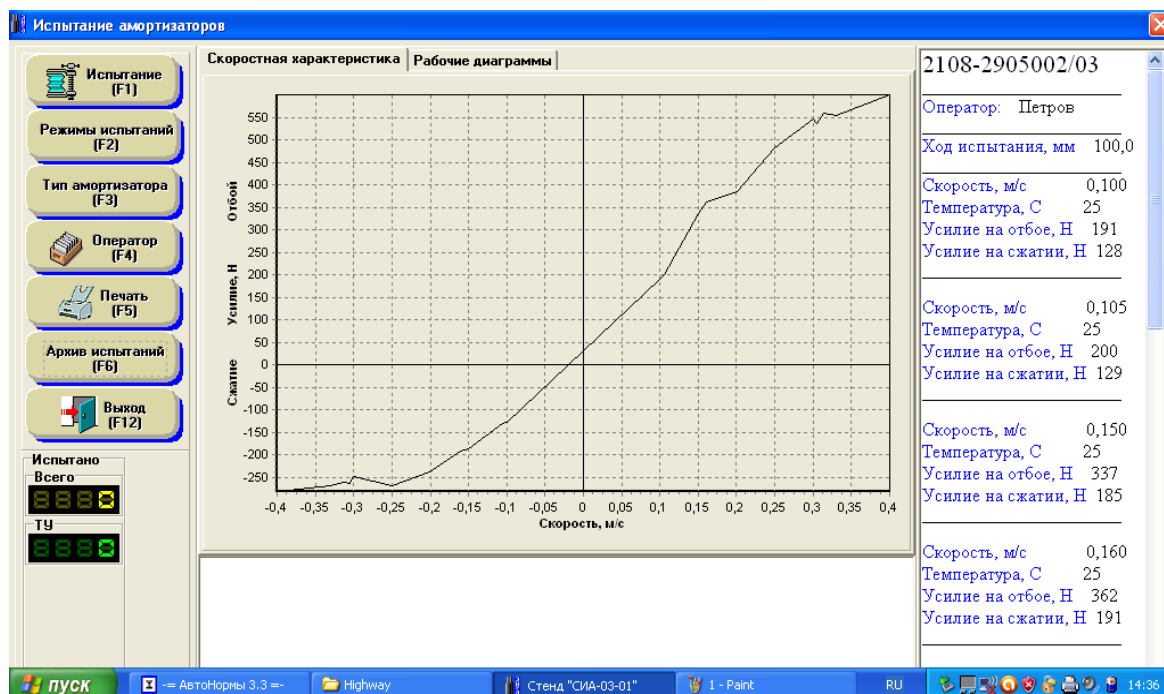


Рисунок 3.12 - Скоростная характеристика стандартного амортизатора

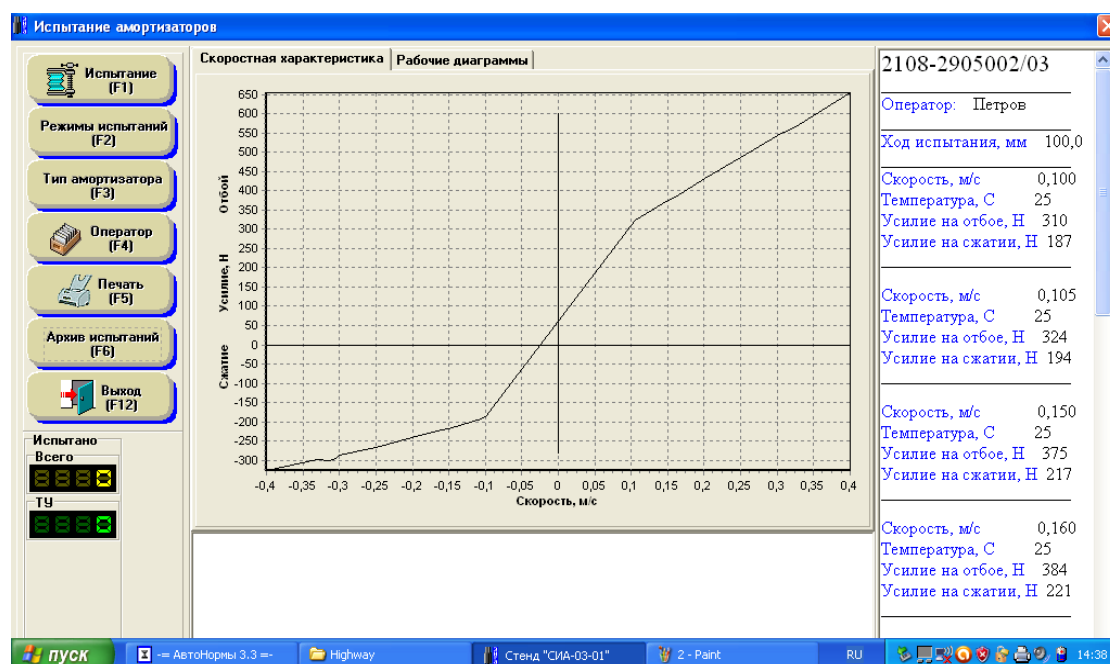


Рисунок 3.13 - Скоростная характеристика амортизатора с установленным ремонтным комплектом

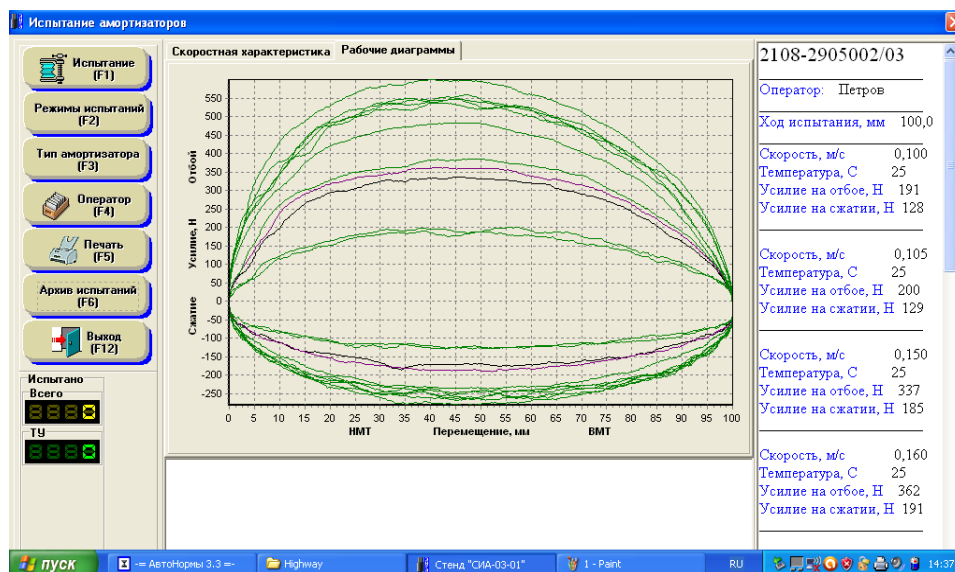


Рисунок 3.14 - Рабочая диаграмма стандартного амортизатора

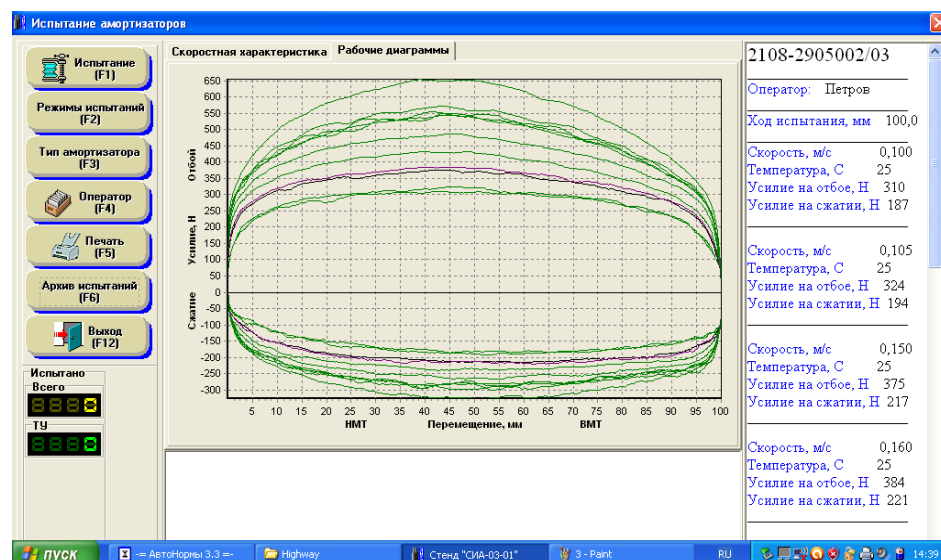


Рисунок 3.15 - Рабочая диаграмма амортизатора с установленным ремонтным комплектом

ГОСТ Р 53816-2010 «Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний» регламентирует показатели: силовую и скоростную характеристики, а также показатель плавности хода.

На рисунке 3.12. представлена скоростная характеристика стандартного амортизатора, подтверждающая, что при скорости 0,3 м/с (открытия и закрытия клапана) идет переходной процесс и при приложении усилия клапан может периодически приоткрываться и закрываться, в результате на графике имеются некоторые скачки скорости, как при сжатии, так и при отбое. На рисунке 3.13 представлена скоростная

характеристика амортизатора с установленным ремонтным комплектом, на которой подобные скачки отсутствуют, что свидетельствует о его лучшей работоспособности. На рабочей диаграмме рисунок 3.14 представлена рабочая диаграмма стандартного амортизатора. Рабочая диаграмма амортизатора с установленным ремкомплектом представлена на рисунке 3.15.

Экспериментальные исследования скоростных и рабочих характеристик амортизатора с установленным ремонтным комплектом показали, что при скорости 0,25 м/с усилие на штоке амортизатора составило 608,9 Н, что на 9,4% больше, чем у стандартного амортизатора, что позволяет повысить его ресурс с сохранением всех других нормативных требований.

3.4 Анализ результатов экспериментальных исследований поршневого сопряжения, входящего в ремонтный комплект амортизатора

Стандартный амортизатор при проведении испытания по ГОСТ Р 53816-2010 показал результаты в пределах нормативных значений.

Амортизатор с установленным ремонтным комплектом при проведении испытаний по ГОСТ Р 53816-2010 показал результаты в пределах нормативных значений, но несколько лучшие (на 9,4%), чем у стандартного амортизатора. Предположительно, это связано с лучшим уплотнением поршневого кольца, за счет его пружинного вкладыша. Использование пружинного уплотнительного поршневого кольца позволит увеличить срок службы сопряжения поршень-цилиндр и не окажет отрицательного влияния на характеристики амортизатора.

3.5 Применение в сайлентблоке амортизатора подшипника скольжения с пружинным вкладышем

Во втором узле ремонтного комплекта – сайлентблоке амортизатора для снятия нагрузок разрывающих резиновую втулку применен подшипник скольжения с коническим пружинным вкладышем, установленный в расточенное отверстие втулки сайлентблока. Такой подшипник позволит резиновой втулке сайлентблока амортизатора не скручиваться, а воспринимать только радиальную нагрузку, т.е. служить демпфером, что, в конечном счете, повысит его эксплуатационную долговечность.

В сайлентблоке амортизатора были произведены следующие работы:

1. Алюминиевая втулка сайлентблока была расточена до размера 18,3 мм, рисунок 3.16.

2. Изготовлена стальная втулка, в которой была выбрана полость для установки пружинного конического вкладыша, рисунок 3.17.
3. Втулка запрессована в сайлентблок.
4. Изготовлен конический пружинный вкладыш.
5. Конический пружинный вкладыш вворачивается во втулку, так как втулка выполнена с бортиками по внутреннему диаметру



Рисунок 3.16 - Расточенный внутренний диаметр алюминиевой втулки сайлентблока

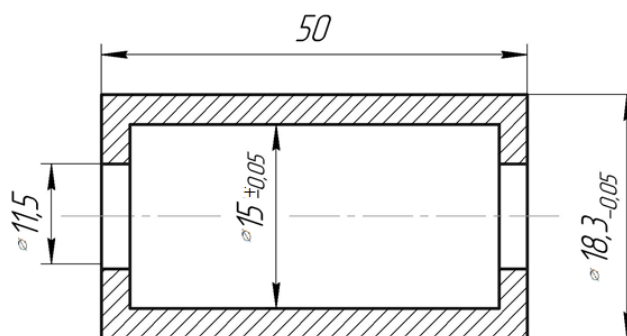


Рисунок 3.17 - Стальная втулка для пружинного конического вкладыша

Технология изготовления пружинного вкладыша включает стандартные операции, в том числе и термообработку.

Конический пружинный вкладыш навивался на пружинонавивочном автомате модели А520 из омедненной проволоки 65Г квадратного сечения с длиной стороны квадрата 1,4 мм. Коническая пружина в сайлентблоке предназначена для снятия напряжений в резине сайлентболка, возникающих при изменении нагрузки на автомобиль, а также в результате усилий сжатия-отбоя, возникающих на неровностях дороги. Поскольку сайлентблок закрепляется жестко, в его резиновой втулке возникают напряжения, стремящиеся разорвать резину. Поэтому пружинный вкладыш при изменении нагрузки будет поворачиваться в нужную сторону, тем самым снимая напряжения в резиновой втулке сайлентблока, которая в данной конструкции предназначена только для амортизации усилий, и не

работает на скручивание. Тем самым продлевается срок службы сайлентблока, который зачастую выходит из строя гораздо раньше самого амортизатора. Ремонтный комплект деталей для замены сайлентблока представлен на рисунке 3.18.

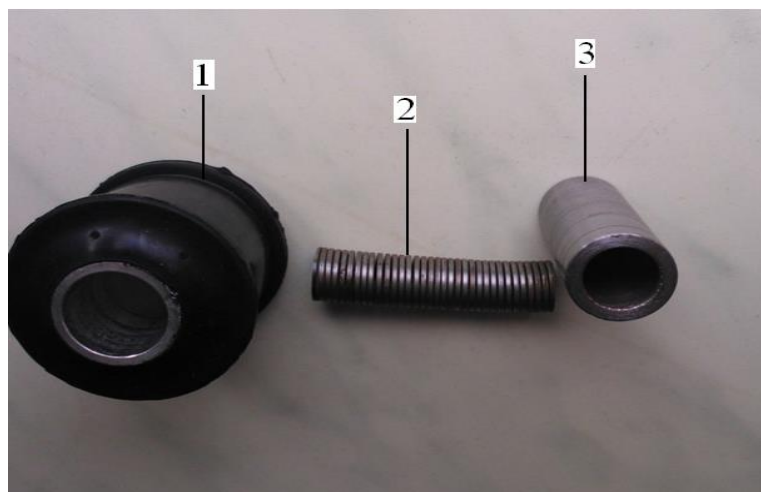


Рисунок 3.18 - Установленный ремонтный комплект деталей для сайлентблока:

1– сайлентблок; 2– конический пружинный вкладыш; 3 – стальная втулка.

Результаты замеров изменения диаметра конического пружинного вкладыша при приложении осевой нагрузки рисунок 3.19.

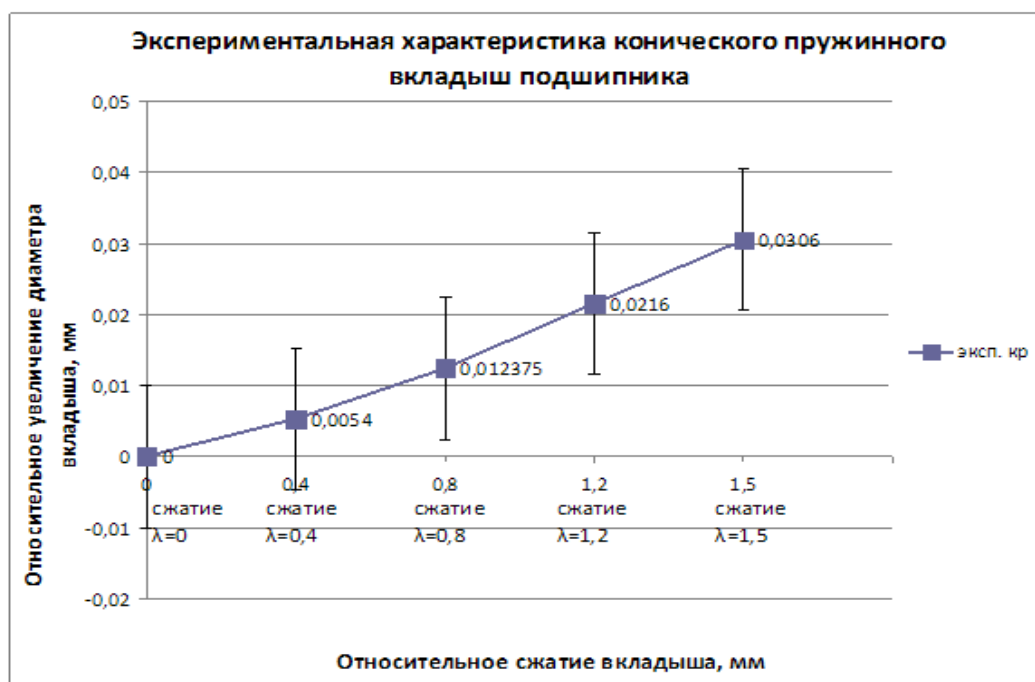


Рисунок 3.19 - Характеристика конического пружинного вкладыша подшипника сайлентблока

После расчетов по приведенному алгоритму были построены графики экспериментальной и расчетной зависимостей, из которых видно, что с учетом построения доверительных интервалов несовпадение составляет 10 %, что вполне допустимо при значениях в диапазоне 0-1,5 мм рисунок 3.20.

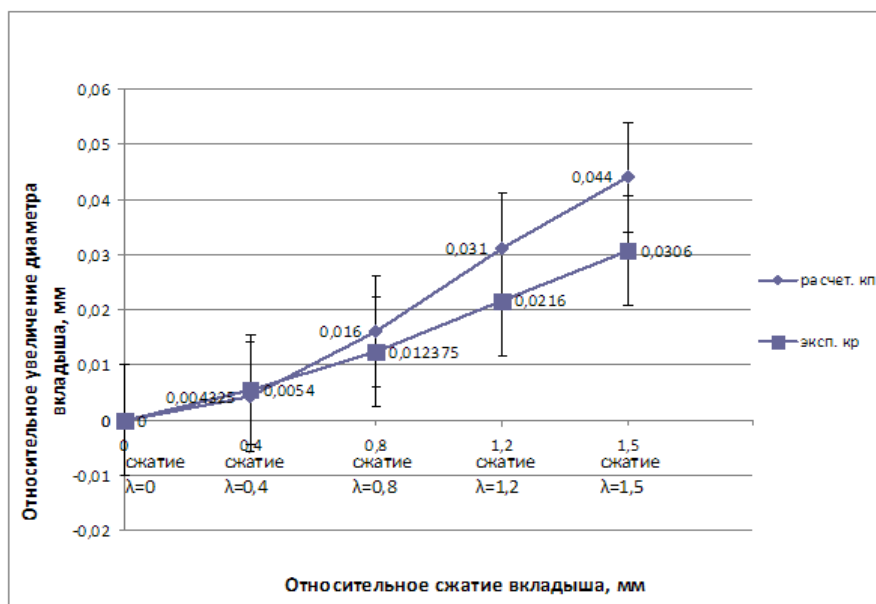


Рисунок 3.20 - Сравнительные характеристики конического пружинного вкладыша подшипника сайлентблока (расчетная и экспериментальная)

Если совместить расчетные и экспериментальные графики для цилиндрического и конического пружинных вкладышей подшипников скольжения для возвратно-вращательного движения рисунок 3.21, то становится ясно, что расчетная и экспериментальная кривые конического пружинного вкладыша расположены практически рядом друг с другом и находятся между расчетной и экспериментальной кривыми цилиндрического пружинного вкладыша.

Расчетная и экспериментальная кривые для конического пружинного вкладыша более адекватно описывают изменения, происходящие в процессе работы пружинного вкладыша.

Подшипник скольжения с коническим подвижным пружинным вкладышем имеет в ненагруженном состоянии натяги на половинах длин рабочих поверхностей в сопряжениях «вал-пружинный вкладыш» и «втулка-пружинный вкладыш». При вращательном движении в одну из сторон натяг в сопряжении «вал-пружинный вкладыш» стремится к нулю и даже к образованию зазора. А в сопряжении «втулка-пружинный вкладыш» натяг возрастает до максимального значения. В этот момент пружинный вкладыш вместе со втулкой проворачивается на валу. При вращении в другую сторону все будет происходить с обратным знаком, т.е.

сопряжение «вал-пружинный вкладыш» получит максимальный натяг, а в сопряжении «втулка-пружинный вкладыш» появится зазор и подшипник провернется уже в нем. Конический пружинный вкладыш гарантирует соблюдение одного из условий работы подшипника – обеспечение упругого натяга на рабочей поверхности. Второе условие – герметизация рабочих полостей с целью блокирования окислительных процессов, достигается применением сальниковых уплотнений.

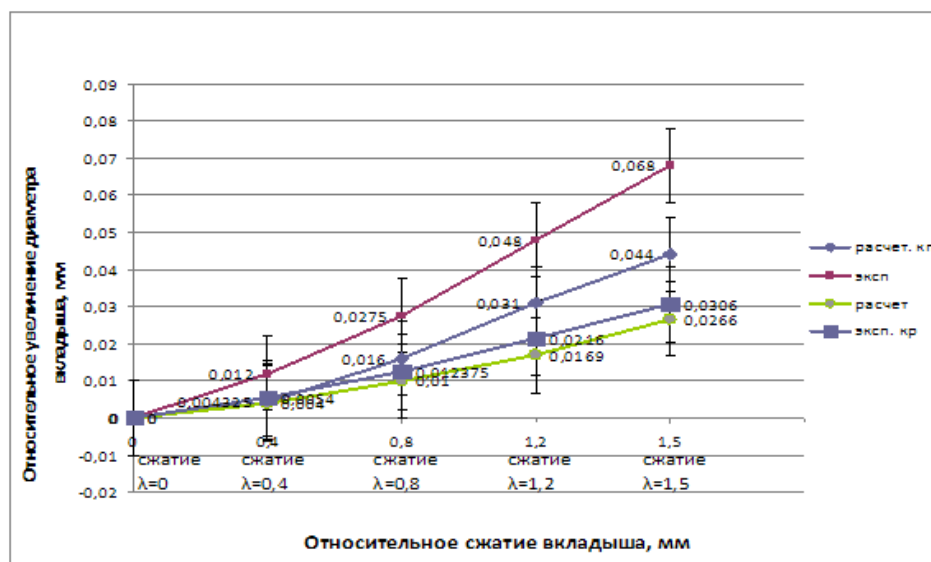


Рисунок 3.21 - Сравнительные характеристики цилиндрического и конического пружинных вкладышей подшипника сайлентблока

3.6 Ресурсные испытания амортизаторов с установленными ремонтными комплектами

При ресурсных испытаниях ремонтные комплекты, состоящие из сайлентблока и поршневого уплотнения, были установлены в задние амортизаторы автомобилей ВАЗ 2115 выпуска 2012...2013 годов. Перед установкой ремонтного комплекта в заднюю подвеску автомобиля, были сняты данные по пробегу автомобилей, которые составляли 65000 - 70000 км. Амортизаторы, установленные на автомобиле, к этому моменту требовали замены. Исследования проводились на разных участках дороги (в городском режиме и на трассе) с разным состоянием дорожного покрытия. Машина эксплуатировалась днем и ночью в зимнее и летнее время года, водители не менялись. Измерения износа сайлентблока амортизатора проводились при пробеге 25, 50, 75, 100 и 125 тыс. км.

При исследовании амортизатора после пробега значительных изменений внешнего вида сайлентблоков и изменений размеров правого и левого амортизаторов не обнаружено. Утечек жидкости из резервуаров не обнаружено.

Измерения износа сопряжений осуществляли специально разработанным приспособлением с цилиндрическим шупом и микрометром МК 25-1. Поскольку традиционно правый амортизатор изнашивается быстрее левого за счет ряда негативных факторов, таких, как, например, поперечные неровности дороги, наезд правым колесом на обочину и др., то сравнение износа проводилось именно по правому амортизатору.

Изменение технического состояния стандартного сайлентблока оценивалось по характеру разрушения резиновой втулки, а предлагаемого в ремонтном комплекте – по значению хода болта поджатия металлической втулки для компенсации возникающего зазора в сопряжении подшипника. Предельные значения параметров технического состояния сравниваемых сайлентблоков определены методами математической статистики из выборки отказавших сайлентблоков при эксплуатационных испытаниях 35 автомобилей ВАЗ в городах Саратове и Уральске.

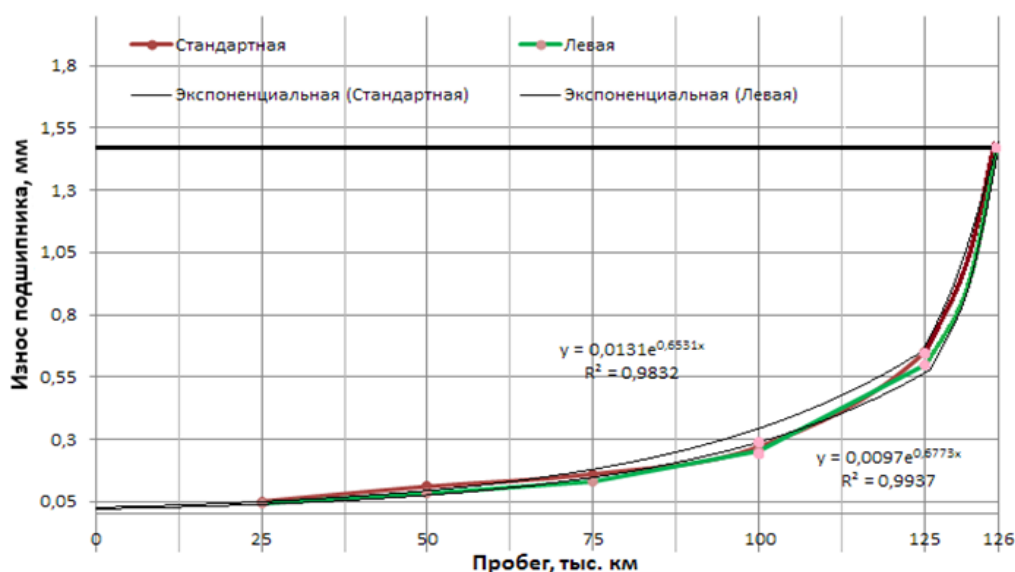


Рисунок 3.22 - Графики изменения технического состояния сайлентблоков правого и левого амортизаторов от пробега автомобиля

При пробеге 126 тыс. км произошел разрыв резиновой втулки сайлентблока правого амортизатора и износ в сопряжении составил 1,5 мм. Дальнейшая эксплуатация стала невозможна. Износ сопряжений у сайлентблоков левого и правого амортизаторов с установленными ремонтными комплектами представлен на рисунке 3.22.

Поскольку традиционно правый амортизатор изнашивается быстрее левого за счет ряда негативных факторов, таких как, например,

поперечные неровности дороги, наезд правым колесом на обочину и др., то сравнение износов стандартного и установленного ремонтного комплекта для сайлентблоков проводилось именно по правому амортизатору.

Износ стандартного амортизатора оценивался по % разрушения площади резиновой втулки.

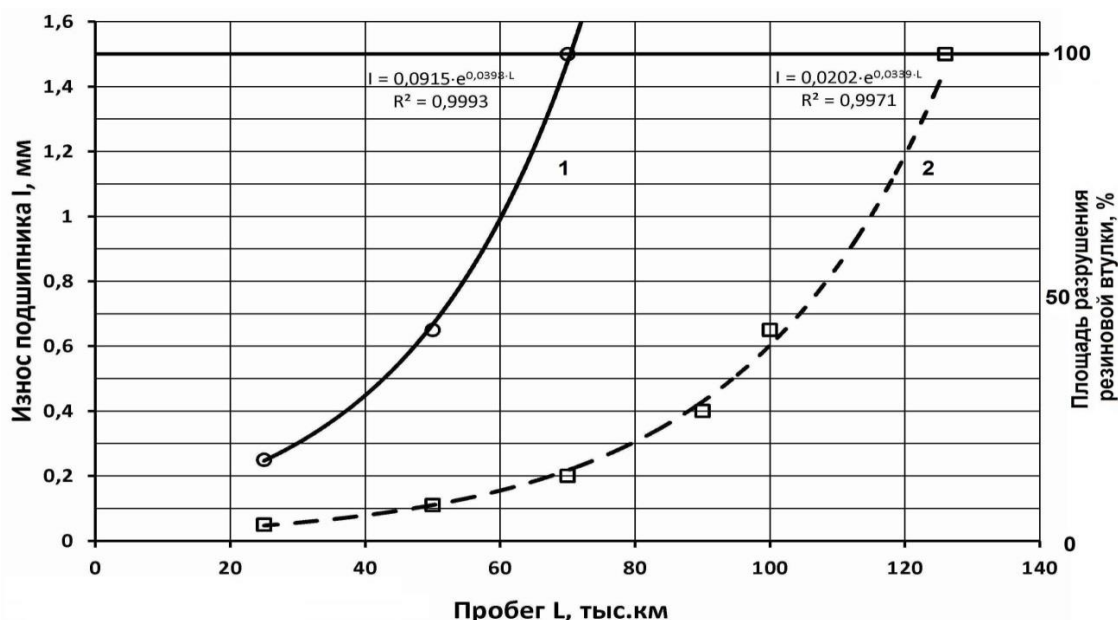


Рисунок 3.23 - Графики изменения технического состояния сайлентблоков правых амортизаторов от пробега автомобиля:

1 - стандартный правый; 2 - правый, с установленным ремонтным комплектом.

Сравнительная характеристика изменения стандартного и с установленным пружинным вкладышем сайлентблоков правых амортизаторов (наименее долговечных) в зависимости от пробега автомобиля представлена – на рисунке 3.23.

Установлено на рисунке 3.23, стандартный амортизатор [33] в среднем имеет наработку на отказ ~ 68-70 тыс. км. Ресурс автомобилей с установленными ремонтными комплектами составлял от 115 до 130 тыс. км.

При совмещении графиков для правых амортизаторов, стандартных и с установленными ремонтными комплектами видно, что для всех амортизаторов зависимость износа от пробега экспоненциальная, однако, предельный износ амортизаторов с ремкомплектами наступает гораздо позже. Ресурс сайлентблока ремонтного комплекта амортизатора в 1,5...2 раза выше, чем стандартного.

ГЛАВА 4. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

4.1 Анализ узлов и агрегатов автомобиля, где может быть применен ремонтный комплект, включающий подшипник скольжения с коническим пружинным вкладышем

Примеры выполнения некоторых узлов агрегатов автомобилей с использованием установленного ремонтного комплекта приведены ниже.

Передняя подвеска большинства моделей ГАЗ и Газель – независимая, рычажного типа, на витых цилиндрических пружинах, работающих совместно с двумя телескопическими амортизаторами и стабилизатором поперечной устойчивости. Смонтирована она на отъемной поперечине и представляет собой самостоятельный узел. Для облегчения управления автомобилем шкворень поворотного кулака установлен на двух игольчатых подшипниках, защищенных от попадания грязи резиновыми кольцами, а осевое усилие воспринимается упорным шариковым подшипником, закрытым специальным уплотнителем рисунок 4.1. При эксплуатации автомобиля шкворень, работающий в колебательном режиме, изнашивается с одной стороны в результате вдавливания иглолок, появляется аномальный люфт и нарушается устойчивость в управлении. По инструкции этот люфт можно устранить поворотом шкворня на 90° и тем самым нагрузить ранее не работавшие поверхности. Для этого на шкворне имеется вторая полукруглая лыска. Эти меры несколько повышают общий ресурс шкворневой подвески, но не устраняют принципиального недостатка игольчатого подшипника.

Игольчатые подшипники не вращаются, а лишь колеблются с небольшими амплитудами (в пределах контактной зоны) и фактически выполняют функцию муфты сцепления между валами с переменной несоосностью. Под действием возникающих при передаче через них крутящих моментов, высоких контактных напряжений, на рабочих поверхностях подшипников образуются вмятины, называемые «ложным бринеллированием», и происходит заклинивание наиболее нагруженного подшипника. В стандартном игольчатом подшипнике внутреннее кольцо отсутствует, дорожкой качения для игл служит поверхность шкворня.

На рисунке 4.2 представлена фотография части шкворня, по которой работали иглы подшипника, с явно выраженными вмятинами (ложным бринеллированием), образовавшимися при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

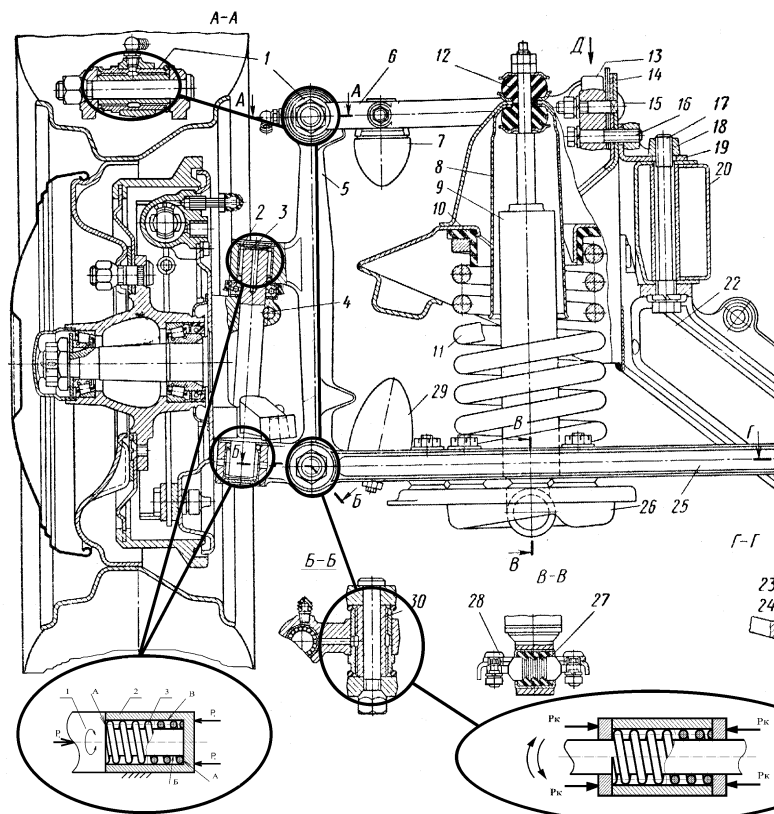


Рисунок 4.1 - Передняя подвеска автомобилей семейства ГАЗ и Газель с возможными вариантами замены существующих шарнирных узлов ремонтными комплектами с пружинными вкладышами



В крестовинах карданных шарниров имеет место такой же износ, как и у подшипников шкворневой подвески. При колебательных движениях с малыми амплитудами $\Delta\alpha$ рисунок 4.3 и большими нормальными нагрузками P_k на рабочих поверхностях кольца и шипа крестовины

образуются вмятины от игл, и дальнейшая эксплуатация становится невозможной и опасной.

В литературе описаны также опоры скольжения, содержащие неподвижные промежуточные элементы (вкладыши) в виде цилиндрических спиральных пружин с жестко закрепленными витками, которые могли бы быть использованы взамен игольчатых подшипников.

Оба эти вида подшипников имеют общие недостатки - низкую надежность и долговечность из-за возникновения схватывания, задира и заклинивания.

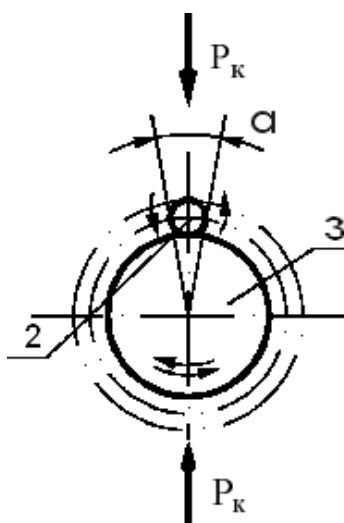


Рисунок 4.3 - Схема работы игольчатого подшипника в крестовине карданного вала

В игольчатых подшипниках качения в качестве промежуточного элемента – вкладыша, снижающего трение, используются удлиненные ролики – иглы, которые хорошо работают при больших скоростях вращения и не предназначены для возвратно-вращательного движения. Для них соответственно выбраны материалы, конструктивные схемы, методы обработки и испытаний подшипников качения. Их применение является вынужденной мерой, так как более надежных подшипников для возвратно-вращательного режима до настоящего времени не создано.

Проблема надежности и износостойкости подшипников колебательного режима не решается и применением в них неподвижных вкладышей из антифрикционных материалов (металлических, полимерных, комбинированных и др.) из-за неравномерности износа и образования местной выработки. Этот недостаток не устраняется и применением подшипников с вкладышами в виде спиральных пружин со скрепленными витками с различными сечениями проволоки, в которых вкладыш остается неподвижным и лишь улучшает распределение смазки [27].

4.2 Практическое применение ремонтных комплектов с подвижными пружинными вкладышами

Ремонтные комплекты могут содержать подшипники скольжения как с коническими, так и с цилиндрическими пружинными вкладышами.

Необходимая точность изготовления традиционной посадки требует применения высокоточного оборудования и дорогостоящего инструмента, что экономически не выгодно для изготовления пружинного вкладыша и сопрягаемых с ним деталей. Поэтому было предложено выполнить пружинный вкладыш коническим, а остальные сопрягаемые с ним поверхности деталей – цилиндрическими.

Фотографии изношенных деталей подшипникового узла крестовины со следами «ложного бринелирования» представлены на рисунке 4.4. Крестовина автомобиля ВАЗ «Нива» с установленными пружинными вкладышами – на рисунке 4.5.



Рисунок 4.4 - Внешний вид изношенных деталей («ложное бринелирование») подшипникового узла крестовины:
А) – обойма подшипника; В) – цапфа крестовины.



Рисунок 4.5 - Крестовина автомобиля ВАЗ «Нива» с установленными пружинными вкладышами

Ремонтные комплекты с пружинными вкладышами (вместо иголок) для крестовин классических моделей автомобилей ВАЗ представлены на фото, рисунок 4.6.



Рисунок 4.6 - Крестовины автомобиля ВАЗ (классика) с установленными пружинными вкладышами

Подавление окислительных процессов в предложенной конструкции легко достигается сальниковым уплотнением. Положительный эффект получается также за счет снижения адгезионной составляющей трения (трения покоя) и частичной реализации идей Н.Е. Жуковского «о движении без трения» (вращением промежуточной опоры) без использования для этого внешнего источника энергии. Подобный подшипник может найти широкое применение взамен игольчатых подшипников карданного вала, сайлентблоков подвески, в шарнирах рулевого управления и других шарнирных узлах, работающих в возвратно-вращательном режиме.

В настоящей работе объектом исследования являлся задний амортизатор автомобиля ВАЗ, рисунок 4.7.

В конструкцию поршня амортизатора внесены изменения, касающиеся поршневого кольца, выполненного по типу винтовой цилиндрической пружины с поджатыми витками. Материал такого кольца – проволока квадратного сечения из стали 65Г омеднённая.



Рисунок 4.7 - Задний амортизатор автомобиля ВАЗ: ремонтный комплект поршня с уплотнением из винтовой цилиндрической пружины квадратного сечения с поджатыми витками

Резинометаллические втулки работают за счет деформаций резинового вкладыша, рисунок 4.8 и 4.9 который со временем разрывается по внутренним волокнам и шарнир выходит из строя. Сайлентблоки амортизаторов работают в затянутом состоянии при определенной регламентированной нагрузке. При изменении нагрузки (изменении количества пассажиров или веса перевозимого груза) в них возникают деформации, скручивающие волокна резины, которые приводят к их разрушению. Применение комбинированных резинометаллических втулок с пружинным вкладышем помогает избежать разрушения резинового вкладыша, так как их периодическое колебательное движение компенсирует именно пружинный вкладыш [27].

Кроме узлов шкворневых подшипников подвески подобные шарнирные подшипники могут быть использованы взамен резинометаллических втулок – сайлентблоков.



Рисунок 4.8 - Резинометаллическая втулка (сайлентблок)

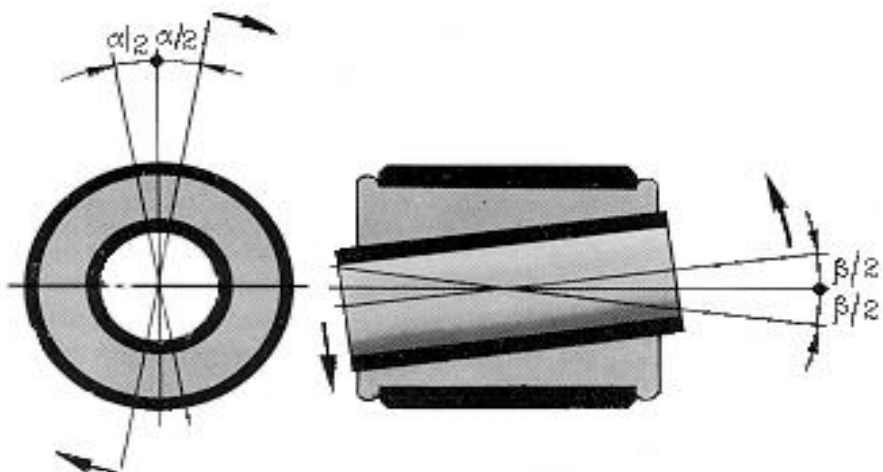


Рисунок 4.9 - Возможные деформации резинометаллической втулки

Пример применения конического пружинного вкладыша для сайлентблока амортизатора приведен на рисунке 4.10.



Рисунок 4.10 - Сайлентблок амортизатора новой конструкции с пружинным вкладышем перед сборкой

Предлагаемые подшипники скольжения для возвратно-вращательного движения могут быть использованы в железнодорожном рисунок 4.11, автомобильном транспорте, в узлах подвески, амортизаторах и гидроцилиндрах рисунок 4.15, рулевом управлении, карданных передачах, в подшипниковых узлах летательных аппаратов рисунок 4.12, электрических контакторах, швейном рисунок 4.13, горнодобывающем рисунок 4.14, нефтегазодобывающем и перерабатывающем производствах и некоторых других, где применяются традиционные подшипники

скольжения и качения при больших нагрузках в возвратно-вращательном режиме [27].

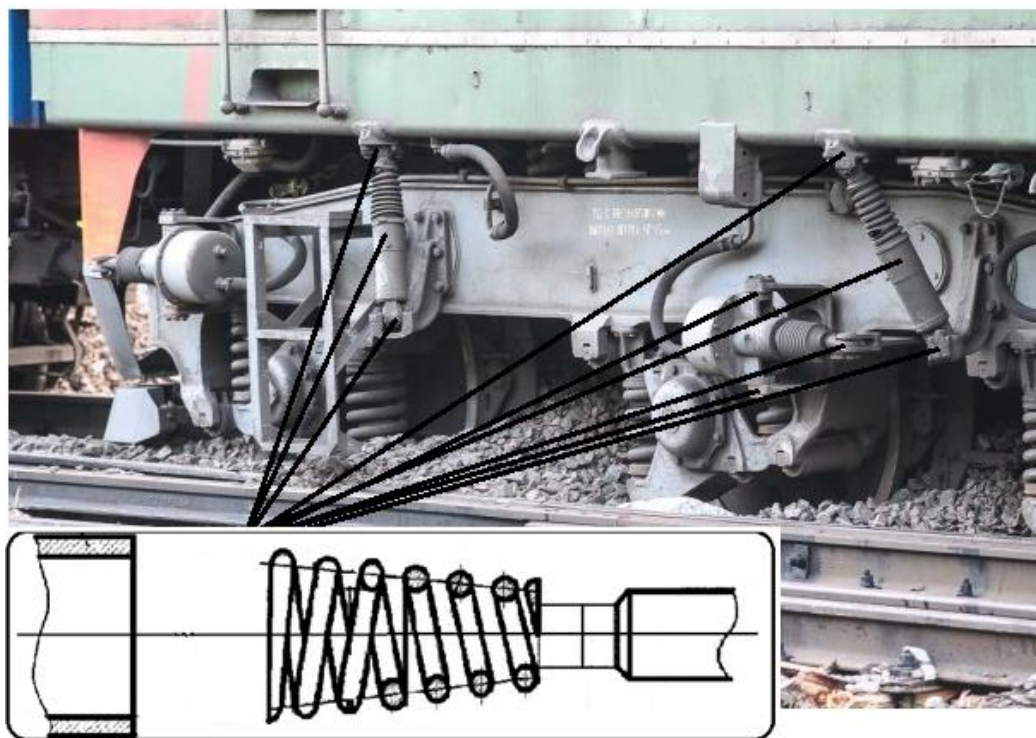


Рисунок 4.11 - Колесная подвеска вагона

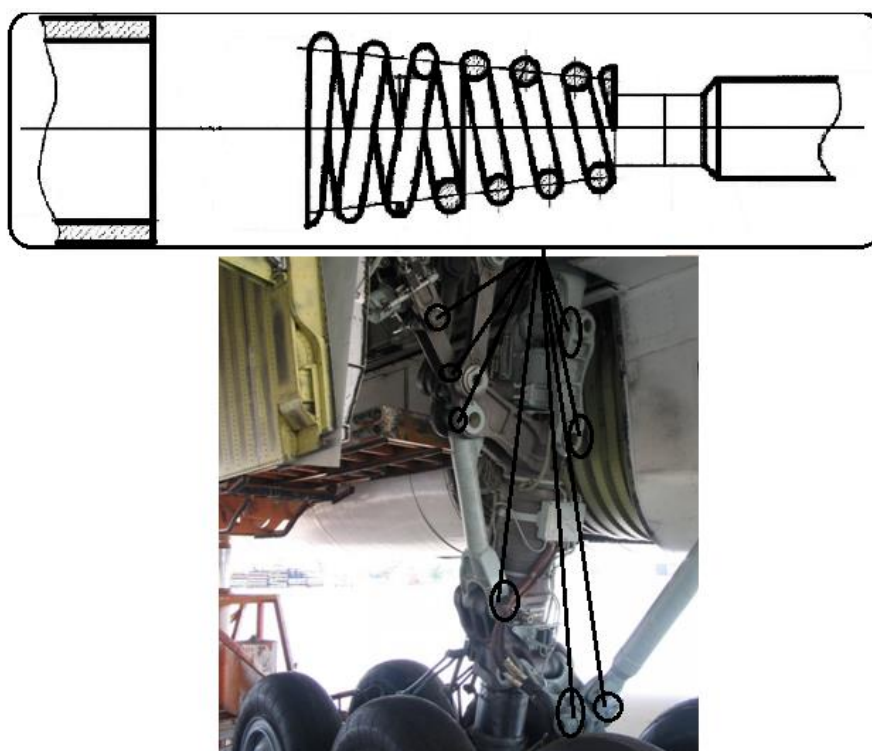


Рисунок 4.12 - Шарнирные соединения шасси самолета



Рисунок 4.13 - Опора электрического контактора с пружинным вкладышем

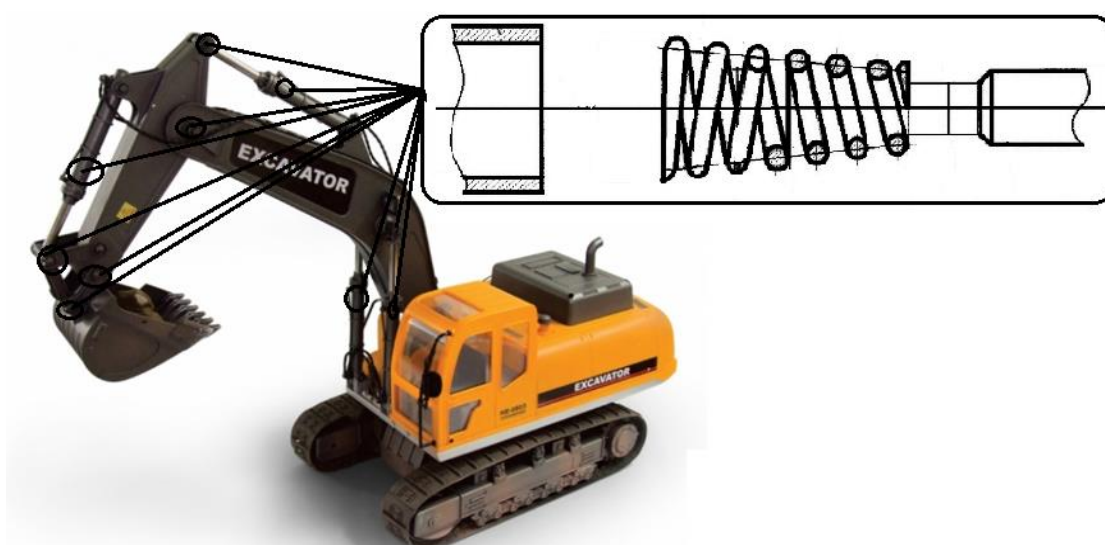


Рисунок 4.14 - Применение подшипника с коническим пружинным вкладышем в узлах возвратно-вращательного движения экскаватора

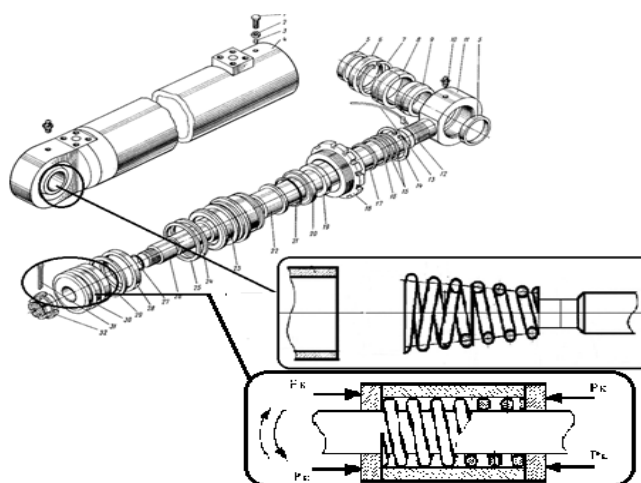


Рисунок 4.15 - Применение подшипника с коническим пружинным вкладышем в гидроцилиндре экскаватора

Подшипник для возвратно-вращательного движения имеет следующие преимущества:

- при использовании пружинного поршневого уплотнения обеспечивается хорошая обтюрация за счет лабиринтного эффекта;
- увеличивается долговечность поршневого сопряжения за счет использования трибологических эффектов;
- повышается надежность и безопасность в эксплуатации за счет стабильности поворота пружинного вкладыша с использованием «эффекта храповика»;
- снижается стоимость изготовления и сборки изделия за счет автоматически получаемых сопряжений рабочих поверхностей, а также за счет снижения точности изготовления рабочих поверхностей деталей;
- остается возможность регулировки сжатия пружинного вкладыша при ремонте с целью компенсации износа;
- сохраняется работоспособность резиновой втулки за счет снятия напряжений в резине, возникающих при изменении нагрузки на автомобиль, а также при движении по неровной дороге за счет использования пружинного вкладыша в конструкции сайлентблока;
- расширяется сфера использования: данный подшипник может быть использован в различных узлах транспортных машин: амортизаторах, шарнирах карданного вала, в шкворневой подвеске, узлах рулевого управления и др.;
- улучшается распределение смазки за счет эффекта «маслосгонной резьбы»;
- облегчается ремонт и восстановление узлов - новый ремонтный комплект подшипника позволяет использовать старые детали (со следами «ложного бренелирования») в комплекте с новыми подшипниками нетрадиционной конструкции;
- подшипник прост в изготовлении, сборке и замене при ремонте в процессе эксплуатации;
- увеличивается межремонтный пробег в 1,5...2 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куранов, В.Г. Износ и безызносность: монография / В.Г. Куранов, А.Н. Виноградов, А.С. Денисов // Саратов. гос. техн. ун-т, - Саратов, СГТУ, 2000. -136 с.
2. Пат. 2162556 Российская федерация, МПК⁷ F 16 C 17/00, 33/26. Подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения / В.Г.Куранов (RU), А.Н.Виноградов(RU), А.В.Бузов(RU), Ю.А.Петров(RU), В.А.Каракозова (RU) патентообладатель СГТУ им. Гагарина Ю.А. – 5с.
3. Kuranov, V. Unity and contrast of normal oxidizing friction and selective transfer / V. Kuranov, A. Vinogradov, A. Buzov // VII international symposium intertribo'99 proceedings tribological problems in exposed friction systems. - Slovak Republic, Stara Lesna, 1999. - P. 128 – 134.
4. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов // М.: Машиностроение, 1977.- 526 с.
5. Гаркунов, Д.Н. Избирательный перенос в узлах трения / Д.Н. Гаркунов // М.: Транспорт, 1969. - 104 с.
6. Чихос, Х. Системный анализ в трибонике: [пер. с англ.] / Х. Чихос // М.: Мир, 1982. - 351с.
7. Куранов, В.Г. О движении без трения и износа / В.Г. Куранов, А.Н. Виноградов // «Тяжелое машиностроение» // М., №9, 2001.- С. 28-30.
8. D.K. Kushaliev, B.A. Ermanova, A. M. Balgynova, R.F. Kalimullin, A.S. Ibraev (2020) Development of repair kits for reciprocating/rotary couplings of transportation and production equipment International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD) ISSN(P): 2249–6890; ISSN(E): 2249–8001 Vol. 10, Issue 2, 127–142.
9. Кушалиев Д.К. Повышение эксплуатационных характеристик элементов подвески автомобилей функциональным тюнингом: монография. – Уральск: Западно-Казахстанский, аграрно-технический университет имени Жангир хана, 2017. – 102 с.
10. Авдонькин, Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей // Ф.Н. Авдонькин // Саратов: Изд-во Саратов. гос. ун-та, 1981. – 288 с.
11. Виноградов А.В. Повышение качества подшипников на основе формирования рациональных физико-механических свойств контактных поверхностных слоев применением триботехнических методов при финишной обработке: дис. ... доктора технических наук: 05.02.08, 05.03.01 защищена – Саратов, 2008. - 370 с.
12. Кушалиев, Д.К. Теоретическое обоснование применения конического пружинного вкладыша взамен цилиндрического для подшипника

возвратно-вращательного движения в сайлентблоках амортизаторов / Д.К. Кушалиев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. № 1 (73). С. 231-235.

13. Пат. 2499920 Российская федерация, МПК F16C 17/00, 33/26 Подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения / А.В. Виноградов (RU), В.Г. Куранов (RU), В.В. Куранов (RU), Д.К. Кушалиев (KZ), Е.Д. Линьков(RU) патентообладатель СГТУ имени Гагарина Ю.А. -6с.

14. Пат. 022603 Евразийский, Int. Cl. F16C 17/00, 33/26 Подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения / АВ. Виноградов (RU), В.Г. Куранов (RU), В.В. Куранов (RU), Д.К. Кушалиев (KZ), Е.Д. Линьков(RU) патентообладатель СГТУ имени Гагарина Ю.А. - 6с.

15. Кушалиев, Д.К. Подшипники скольжения с пружинным вкладышем и область их применения / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Тяжелое машиностроение. 2012. № 10. С. 29-35.

16. Кушалиев, Д.К. Эксплуатационные характеристики подшипников с пружинным вкладышем на основе новых принципов и эффектов / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов, Д.К. Кайсаров // Научно-исследовательский журнал «Ғылым және білім» № 1 (18) 2010 г. С. 55-62.

17. Кушалиев, Д.К. Моделирование подшипника скольжения с подвижным пружинным вкладышем для узлов транспортной техники и технологического оборудования / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Развитие транспорта в регионах России: проблемы и перспективы. II Всероссийской научно-практической конференции г. Киров 2012. С. 28-30.

18. Кушалиев, Д.К. Применение новой конструкции подшипника скольжения для возвратно вращательного движения / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // I Международной научной конференции «Прикладные науки в Европе: тенденции современного развития» Штутгарт, Германия - 2013 г С. 147-150.

19. Кушалиев, Д.К. Теоретическая модель изменения параметров пружинного вкладыша подшипника для возвратно-вращательного движения, применяемого в узлах автомобилей, в зависимости от приложенной осевой нагрузки / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. № 2 (71). С. 183-188.

20. Кушалиев, Д.К. Повышение надежности и долговечности подшипника для возвратно-вращательного движения / Д.К. Кушалиев // Сборник трудов VIII Международной научно-практической конференции 07-15 апреля 2012г. Польша 2012г. С. 75-78.

21. Кушалиев, Д.К. Подшипник скольжения для возвратно-вращательного движения на основе новых принципов и эффектов / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Сборник трудов. VIII Международной научно-практической конференции 27.05 -05.06. 2012г. Прага 2012г. С. 54-57.
22. Кушалиев, Д.К. Разработка подшипника скольжения в узлах транспортной техники / Д.К. Кушалиев, Б.Н. Салимов, Ж. Онаев, Б.А. Ерманова // VII Международная научно-практическая конференция «Инновации в технологиях и образовании». Белово - 2014 г С.190-194.
23. Кушалиев, Д.К. Упругие деформации и перемещения винтовых цилиндрических пружин / Д.К. Кушалиев // Молодые ученые – науке и производству, сборник трудов (по итогам региональной научно-практической конференции с международным участием, посвященной 40-летию кафедры «машины и аппараты химических производств»). Энгельс – 2014 г. С. 57-61.
24. Кушалиев, Д.К. Разработка нового подшипника скольжения для возвратно-вращательного движения в узлах транспортной техники и его обработка суперфинишированием / А.Н. Виноградов, Д.К. Кушалиев, Б.Н. Салимов, А.М. Хамсин, Н.Б. Адилова, К.А. Нариков // Life Science Journal (США). – 2014. №11(1s). - С. 286-290.
25. Кушалиев, Д.К. Конструкторско-технологические методы повышения эксплуатационных характеристик подшипников качения и скольжения / Д.К. Кушалиев // Научно-исследовательский журнал «Ғылым және білім» № 1(22) 2011 г. С. 82-85.
26. Кушалиев, Д.К. Повышение эксплуатационных характеристик узлов трения транспортной техники и технологического оборудования / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Технологические и организационные проблема сервиса машин и пути их решения. Сборник научных трудов. Саратов 2011г. С. 76-86.
27. Пономарев, С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева // М.: Машиностроение. 1980. – 326 с.
28. Pandit, S. M. Stochastic Linearization by Data Dependent System / S. M. Pandit // ASME. – Jornal of Dynamic Systems, Measurement and Control. – 1997. Vol. 99G. – p. 221-226
29. Каримов, Р.Н. Обработка экспериментальной информации. В 4 ч. Ч1. / Р.Н. Каримов // Саратов: Сарат. гос. тех. ун-т, 1999. - 104 с.
30. Волгин, В. В. Оценка корреляционных функций в промышленных системах управления / В.В. Волгин, Р. Н. Каримов // М.: Энергия, 1979. - 80 с.
31. Виленкин, С.Я. Статистическая обработка результатов исследования случайных функций / С.Я Виленкин // М.: Энергия, 1979. - 320 с.

32. <http://www.ocenchik.ru/docs/397.html>.

33. Куранов, В.Г. Влияние ПАВ на упрочняющее действие при пластической деформации в режиме ИП / В.Г. Куранов, А.Н. Виноградов // Проектирование и техническая диагностика автоматизированных комплексов: Межвуз. науч. сб. Саратов. гос. техн. ун-т. - Саратов: СГТУ, 1998. - С.13-16.

34. Закс Л. Статистическое оценивание: [пер. с нем.] / Л.Закс. - М.: Статистика, 1976. - 598 с.

Кушалиев Даурен Кайсарович
Доктор PhD, и.о. доцента высшей школы «Машиностроения» ЗКАТУ
имени Жангир хана

Ерманова Бибинур Айболовна
ст. преподаватель кафедры «Экологии и БЖД» КазИиТУ

Шадьяров Талап Мнажатович
Ст. преподаватель высшей школы «Транспорта и инженерной защиты»
ЗКАТУ имени Жангир хана

Турешова Арайлым Ерсайынқызы
Преподаватель высшей школы «Машиностроения» ЗКАТУ им.
Жангир хана

Мамедов Аманжол Исмаилович
Токарь-фрезеровщик четвертого разряда. Проектно-сервисная компания
ТОО «ИНТЕК-ОНМР»

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ТЮНИНГ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ НОВЫХ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ РЕСУРСА РАБОТЫ

МОНОГРАФИЯ

Подписано к печати 28.09.2020 г.
Формат 30x42 ¹/₄ Бумага листовая 80 м/г
Объем 4,4 усл.п.л. Заказ №91
Тираж 500

**Отпечатано в полном соответствии
с качеством представленных оригиналов**
в НАО «Западно-Казахстанский аграрно-технический
университет имени Жангир хана»
090009 г.Уральск, Жангир хана, 51.