

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 624.042.062

**П. Д. БАЛАКИН
Л. В. КРАСОТИНА
А. В. КРИВЦОВ**

Омский государственный
технический университет

Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия,
г. Омск

Научно-производственное
предприятие «Прогресс», г. Омск

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА

В работе представлен вариант анализа работы резинометаллического виброизолятора на базе конечно-элементного моделирования контактной краевой задачи. Предлагаемая модель учитывает повышение модуля упругости резины из-за способа ее крепления к металлическим пластинам. Конечно-элементная модель позволила уточнить характеристики напряженно-деформированного состояния упругого элемента виброизолятора, определить собственные частоты и формы колебаний, согласующиеся с результатами экспериментов.

Ключевые слова: резинометаллический виброизолятор, метод конечных элементов, срединные поверхности; статические нагрузки,

В технике, как универсальные средства виброизоляции агрегатов машин, достаточно часто применяются резинометаллические виброизоляторы, что обосновано простотой конструкции и основными свойствами резины — ее упругостью, достаточной усталостной прочностью, термостойкостью. Но все эти свойства резины вариативны, поскольку зависят от ее состава (типа каучука, свойств и дозировок

других ингредиентов, входящих в ее состав), поэтому для конкретных условий эксплуатации изолятора необходим подбор состава резины, конфигурации резинового элемента, учет ориентации элемента к внешней нагрузке.

На первом этапе проектирования виброизолятора необходимо получить картину распределения напряжений и деформаций в массиве резины, а также час-

тоты собственных колебаний виброизолятора с соединенной массой, что позволяет оценить режимы эксплуатации по критерию эффективности виброизолятора.

При моделировании работы резинометаллических виброизоляторов будем исходить из ряда положений:

- объем резины при деформациях постоянен;
- свойства резины при статических и динамических нагрузках различаются;
- имеют место гистерезисные потери при переменных нагрузках;
- необходим учет совместной работы металлических пластин и резинового элемента (вкладыша) изолятора.

Объектом проектирования выбран резинометаллический виброизолятор с прямоугольным упругим элементом, размещенным между двумя металлическими пластинами, используемыми для крепления виброизолятора к объекту и основанию.

Для выявления особенностей работы виброизолятора был использован метод конечных элементов (МКЭ), который является одним из наиболее эффективных численных методов решения краевых задач механики сплошных сред [1].

Обоснованием выбора МКЭ для решения поставленной задачи явилась индифферентность данного метода в отношении геометрии рассматриваемой конструкции, краевых условий, законов изменения среды и внешних воздействий на виброизолятор. Чисто теоретическое же исследование работы виброизолятора с учетом краевого эффекта весьма затруднительно, что отмечено, например, в фундаментальной работе [2].

Для анализа работы резинометаллического виброизолятора и выявления напряженно-деформированного состояния его конструктивных элементов был создан ряд конечно-элементных (КЭ) моделей. Пример КЭ-модели виброизолятора приведен на рис. 1.

Подготовка конечно-элементных моделей (геометрическая и дискретная модель объекта), данные по внешнему воздействию, граничные условия, визуализация и обработка результатов анализа проводились с использованием PRE/POST processor FEMAP версии 10.3.

Для расчетов созданных КЭ-моделей виброизолятора применялся ряд универсальных блоков программного комплекса NX NASTRAN. В частности, для линейного статического расчета — блок static, для определения собственных частот и форм колебаний — NormalModes/Eigenvalue.

В качестве базового конечно-элементного (КЭ) при моделировании стальных пластин виброизолятора в трехмерном пространстве правой декартовой системы координат был использован универсальный пластинчатый четырехузловой элемент plate. На рис. 1 приведены срединные поверхности стальных пластин, моделирование которых произведено с учетом их толщины (принято $t=12$ мм). При моделировании резинового вкладыша применены пространственные КЭ типа solid (рис. 1).

В КЭ-моделях на все узлы нижней пластины виброизолятора наложены граничные условия первого рода — в опорной зоне запрещены все линейные вертикальные перемещения (по глобальной оси Z). На рис. 2 граничные условия 1-го рода указаны на срединной поверхности пластины, так как использован стандартный способ закрепления степеней свободы узлов через геометрический объект, в данном случае — через срединную поверхность (оп-

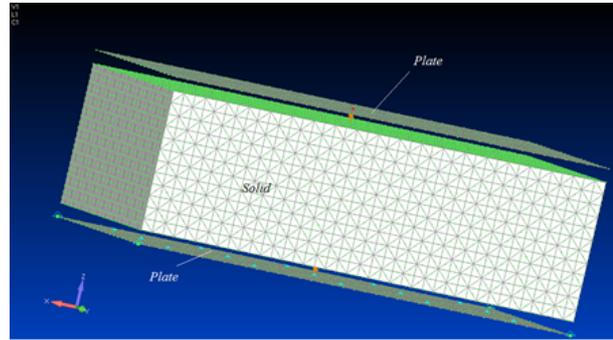


Рис. 1. КЭ-модель резинометаллического виброизолятора

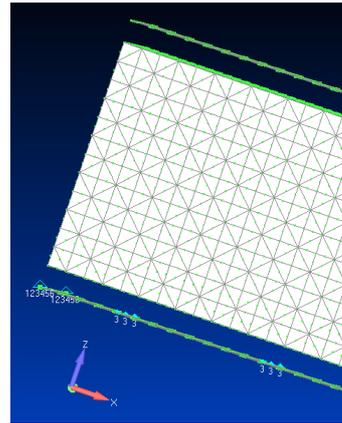


Рис. 2. Фрагмент КЭМ амортизатора

Surface). Связи будут переданы программным комплексом NASTRAN в узлы конечно-элементной сетки модели, ассоциированные с данным геометрическим объектом.

Четыре крайних узла срединной поверхности нижней пластины были зафиксированы, т.е. запрещены как все линейные, так и угловые перемещения, что не противоречит расчетной схеме.

В КЭМ рассматриваемой конструкции были использованы нижеследующие свойства резинового вкладыша: модуль упругости $E=6,2 \cdot 10^6$ Па; модуль сдвига $G=2,07 \cdot 10^6$ Па; коэффициент Пуассона $\mu=0,49$; предел прочности $\sigma_b = 1,4 \cdot 10^7$ Па; плотность $\rho = 1200$ кг/м³.

В проектируемом виброизоляторе торцевые поверхности резинового элемента привулканизированы к металлическим пластинам, чтократно увеличивает жесткость виброизолятора по сравнению с жесткостью резины при одноосном сжатии [2], это потребовало учесть ужесточающее влияние торцов, оказывающих существенное влияние на фактическую осадку виброизолятора под нагрузкой.

В связи с вышеизложенным отметим, что особенностью расчетной схемы виброизолятора является моделирование условий контактного взаимодействия металлических пластин и резинового вкладыша, а также учет возможного изменения этих условий при различных уровнях нагружения.

Контактирующие поверхности стыков «металл — резина» (рис. 2) не имеют граничных условий кинематического закрепления типа 123 (граничных условий 1-го рода). Связь между контактирующими поверхностями реализована только с помощью контактных связей.

Для данной краевой контактной задачи характерно наличие зон контакта постоянной конфигура-

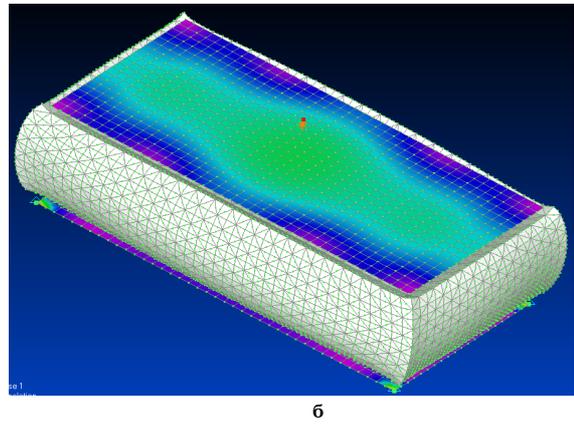
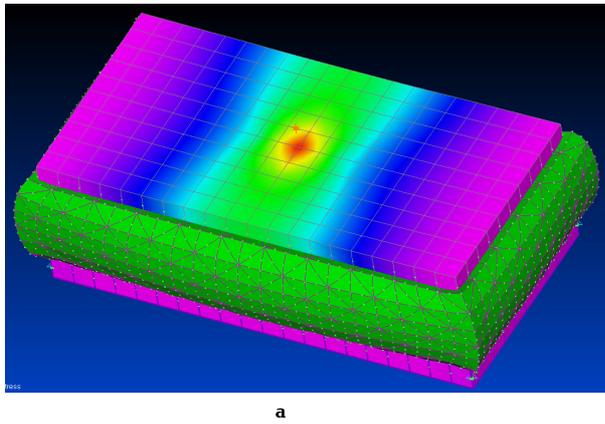


Рис. 3. Распределение напряжений по Мизесу (VonMisesStress) в верхней металлической пластине, нагруженной сосредоточенной нагрузкой в центре верхней пластины (а), нагруженной распределенной эквивалентной нагрузкой (б)

ции. В расчетах было учтено, что координаты узлов конечных элементов верхних контактирующих поверхностей должны быть всегда больше координат нижних, что физически обозначает исключение взаимопenetрации контактирующих поверхностей металлических пластин и резины.

При создании конечно-элементных моделей виброизолятора использовался метод формирования зон контакта типа «поверхность – поверхность» с помощью регионов контакта при следующих условиях их моделирования:

- смоделирован «склеенный» контакт (Glued);
- между объектами контакта (металлическими пластинами и резиновым вкладышем) созданы жесткие связи типа Spring, не допускающие относительные смещения между объектами контакта;
- указан тип склеивания Weld (сварка, вулканизация);
- в КЭМ расстояние от серединной поверхности металлической пластины до резинового вкладыша принималось равным половине толщины пластины;
- контактирующие узлы и конечные элементы виброизолятора заранее неизвестны;
- задача решается в упругой области.

Кроме стандартных параметров контактной задачи, предложенных NX NASTRAN, при задании свойств контакта поверхностей было учтено:

- начальное положение контактирующих поверхностей необходимо вычислять с использованием координат узлов (опция Calculated);
- для получения корректных результатов потребовалось модифицировать сетку КЭ в зоне контакта (опция Refine Source).

Кроме граничных условий 1-го рода, в конечно-элементной модели виброизолятора заданы статические линейные силовые граничные условия. Рассмотрены и проанализированы два варианта нагружения конечно-элементных моделей:

- 1) сосредоточенной узловой нагрузкой $F=25000$ Н в центре верхней металлической пластины;
- 2) эквивалентной равномерно распределенной нагрузкой 25000 Н на верхнюю пластину.

В результате сравнения вариантов расчета КЭ-моделей с разными вариантами нагружения виброизолятора получены картины распределения напряжений в верхней пластине (рис. 3а, б) и выявлена степень влияния способа приложения нагрузки на напряжения в резиновом вкладыше.

В результате расчетов выявлено, что расхождение значений эквивалентных напряжений по Мизесу

(Von Mises Stress) в резиновом вкладыше не превышает 6 % при вышеуказанных вариантах нагружения виброизолятора, что приемлемо для инженерных расчетов.

Для оценки качества созданных КЭ-моделей в работе проведено локальное исследование, позволяющее обосновать принятые размеры сетки конечных элементов (универсального пластинчатого четырех-узлового элемента plate и SOLID).

Известно, что получение корректного решения в программных комплексах, реализующих МКЭ, является сложным вопросом, зависящим от многих слабо регулируемых факторов:

- от густоты сетки; с одной стороны, сгущение сетки повышает точность расчета, с другой — неограниченное сгущение сетки влечет за собой слабую обусловленность матрицы канонических уравнений и, как следствие, потерю точности решения;
- от физико-механических свойств расчетной модели:

1. если расчетная схема близка к геометрически изменяемой;
 2. расчетная схема содержит элементы с сильно различающимися жесткостями;
- от геометрии конечных элементов — если стороны элементов сильно различаются по длине.

Для решения поставленной задачи создан ряд конечно-элементных моделей виброизолятора с сеткой конечных элементов 10 мм и 5 мм (модуль упругости без ужесточения). Результаты расчетов приведены в табл. 1.

По результатам проведенного локального исследования сделаны следующие выводы:

1. С учетом увеличения количества элементов в моделях с 8406 шт. (сетка КЭ 10 мм) до 47612 шт. (сетка КЭ 5 мм) существенно увеличивается время анализа КЭМ в ПК NX NASTRAN (примерно в 5 раз).
2. Использование КЭМ с сеткой конечных элементов 5 мм ведет к неоправданному увеличению времени расчёта, поскольку расхождение в определении перемещений в КЭМ с конечно-элементной сеткой 5 мм и 10 мм дает расхождение до 2 % (табл. 1), что соответствует точности инженерных расчетов.
3. Для дальнейших исследований возможно использование КЭМ с сеткой элементов 10 мм с различными вариантами модулей упругости и вариантами приложения статической нагрузки.

Коэффициент ужесточения модуля упругости резины для виброизолятора с размерами в плане 100×200 мм, толщиной металлических пластин 12 мм,

Таблица 1
Анализ результатов расчета перемещений и напряжений КЭМ
с различными размерами КЭ

Перемещения	КЭ 5 мм	КЭ 10 мм	Расхождение, %
X_{\max}	0,00524 м	0,00523 м	0,19%
Y_{\max}	0,00627 м	0,00632 м	0,08%
Z_{\max}	0,00892 м	0,0091 м	2%
Напряжения в резине	2315928 Па	2339453 Па	1,01%
Напряжения в пластинах	10277076 Па	1075565 Па	1,96 %

Таблица 2

Анализ результатов расчета перемещений и напряжений КЭМ
с различными вариантами модулей упругости резины

	Перемещения, м				Эквивалентные напряжения по Мизесу (Von MisesStress), Па
	X, м	Y, м	Z, м	Суммарные перемещения	
Модуль упругости резины без ужесточения $E=6,2 \cdot 10^6$ Па	0,0524	0,00632	-0,0091	-0,0091	2339453
Модуль упругости резины с ужесточением $E=12,71 \cdot 10^6$ Па	0,0255	0,00312	-0,00455	-0,00455	2315928

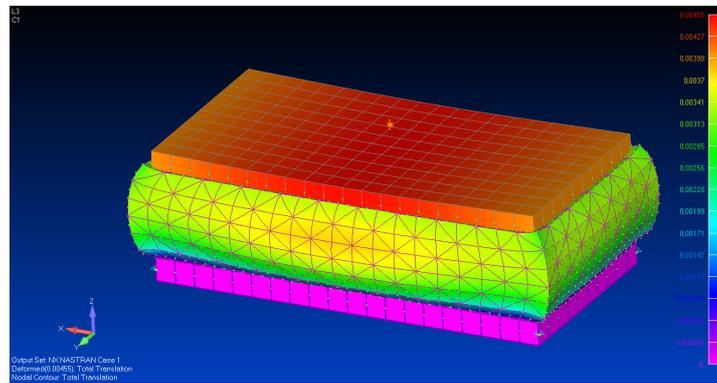


Рис. 4. КЭМ амортизатора.
Суммарные перемещения, максимальное значение перемещений 0,0455м

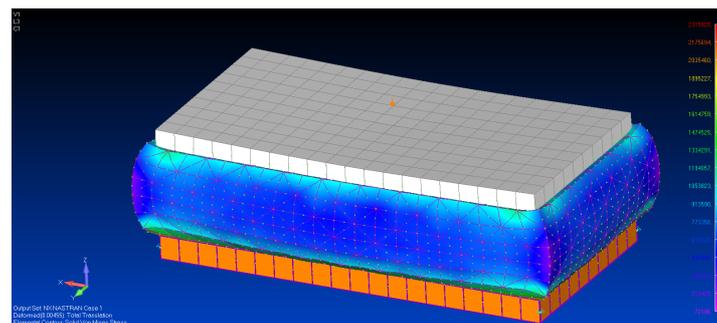


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу (VonMisesStress)
в резиновом вкладыше при нагружении резинометаллического изолятора
сосредоточенной сжимающей нагрузкой 25000 Н по центру верхней пластины.
Единицы измерения напряжений в легенде — Па

толщиной слоя резины — 61 мм, принят $\beta=2,05$ в соответствии с исследованиями, приведенными в [2].

В результате расчетов КЭМ виброизолятора определены перемещения системы от заданной нагрузки относительно глобальных осей X, Y, Z; суммарные перемещения; выявлено распределение напряжений; определены собственные частоты и формы колебаний.

Сравнительный анализ перемещений и напряжений в виброизоляторе для КЭМ с модулем упругости

с ужесточением ($E=12,71 \cdot 10^6$ Па) и без ужесточения ($E=6,2 \cdot 10^6$ Па) приведен в табл. 2.

На рис. 4 приведены результаты определения суммарных перемещений по оси Z (TotalTranslation) для КЭМ и модулем упругости с ужесточением от влияния торцов при учете сдвиговых деформаций.

Распределение напряжений в резиновом вкладыше виброизолятора приведено на рис. 5.

Для вариантов КЭМ с модулем упругости резины с ужесточением были определены собственные час-

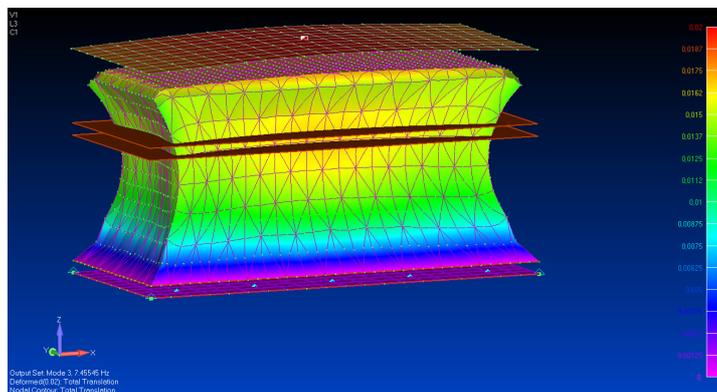


Рис. 6. Крайнее верхнее положение виброизолятора, колебания с частотой 7,45 Гц

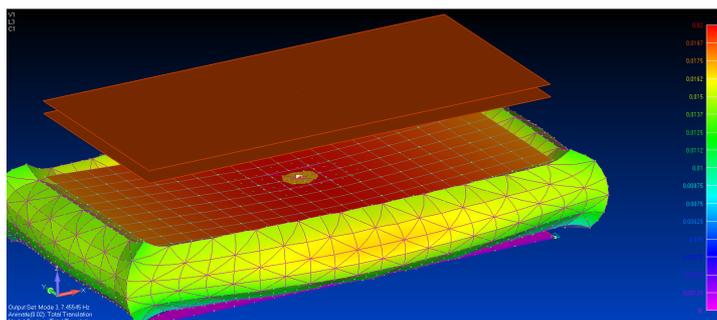


Рис. 7. Крайнее нижнее положение виброизолятора, колебания с частотой 7,45 Гц

тоты и формы колебаний. Для этого был выбран метод определения форм и частот колебаний с учетом диссипации энергии — комплексный метод Ланцоша (ComplexLanczos), метод нормирования собственных форм колебаний — по массе (Mass). При этом принят вариант описания матрицы масс — «Lumped» (сосредоточенная).

На рис. 6 приведено крайнее верхнее положение виброизолятора при частоте колебаний 7,45 Гц, а на рис. 7 — крайнее нижнее положение.

Заключение. Для оценки напряженно-деформированного состояния упругого элемента апробирован процесс численного моделирования работы резинометаллического виброизолятора в программном комплексе конечно-элементного анализа NX NASTRAN, version 10.3 с применением блока статического анализа в линейной постановке (static) и блока NormalModes/Eigenvalue для определения собственных частот и форм колебаний.

Разработанная математическая модель отражает характер поведения резинового вкладыша в составе виброизолятора приложении статической нагрузки с учетом совместной работы конструктивных элементов виброизолятора. Учтено явление повышения модуля упругости резины при одноосном сжатии с развитием сдвиговых деформаций из-за крепления резины к металлическим пластинам.

В результате анализа конечно-элементных моделей резинометаллического виброизолятора в ПК NX

NASTRAN получены данные, согласующиеся с результатами экспериментов.

Библиографический список

1. Шимкович, Д. Г. Femap & Nastran. Инженерный анализ методом конечных элементов / Д. Г. Шимкович. — М. : ДМК Пресс. — 2008. — 704 с.
2. Пономарев, С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении. В 3 т. Т. 2 / С. Д. Пономарев [и др.]. — М. : Машгиз, 1959. — 975 с.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение» Омского государственного технического университета.

КРАСОТИНА Лариса Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительная механика» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии.

КРИВЦОВ Александр Викторович, инженер-конструктор Научно-производственного предприятия «Прогресс».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 09.03.2016 г.

© П. Д. Балакин, Л. В. Красотина, А. В. Кривцов

СТАТИКА РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ВИБРОИЗОЛЯТОРА

Проанализированы математические модели статической деформации прямоугольного резинового элемента, входящего в состав конструкции резинометаллического виброизолятора машинного агрегата, определены жесткость и частота собственных колебаний виброизолятора с присоединенной массой, что позволяет оценить режимы эксплуатации агрегата с эффективной виброизоляцией. Показано, что учет краевых эффектов в моделях второй степени приближения увеличивает жесткость упругого элемента практически в два раза по сравнению со свободным сжатием. Результаты расчета характеристик по моделям второго приближения дают значения характеристик, близкие к результатам натурных испытаний виброизолятора.

Ключевые слова: виброизолятор, упругий элемент, жесткость, частота собственных колебаний.

Как известно, механические колебания техногенных систем являются следствием широкого спектра динамических процессов, реализуемых в агрегатах машин. Механические колебания высокой частоты и малой амплитуды называют вибрацией. Вредное влияние вибраций проявляется в создании переменных и знакопеременных напряжений деталей машин и связей, в изменении структуры материалов их активных поверхностей, в уменьшении точности обрабатываемого оборудования и качества изделий. Колебания, возникающие при работе машин и оборудования, оказывают вредное влияние на людей, находящихся вблизи источника вибраций или в непосредственном контакте с ним, возникают нарушения физиологического и функционального состояния человека-оператора. Вибрации отрицательно влияют на работоспособность приборов и систем управления машиной, на герметичность пневмо- и гидротрактов, а для некоторых систем специального назначения уровень колебательной энергии является определяющим.

Задача ослабления вредного влияния вибрации актуальна, ее решение основано на реализации системных инженерных приемов:

- создание изначально уравновешенных схем машин;
- создание сопротивлений на путях распространения вибраций, развязка колебательных контуров упругими элементами, виброизоляция объектов, агрегатов машин;
- демпфирование и иное рассеяние энергии колебаний, применение поглощающих материалов;
- применение динамических гасителей колебаний;
- применение активных виброзащитных систем.

Первый прием, как правило, закладывается в техническое задание при создании новых машин; четвертый эффективен для однорежимных машин; пятый предусматривает создание особой системы управления колебательным движением в низкочастотной области с автономным энергетическим источником управляемого движения.

Настоящее исследование посвящено развитию второго и третьего приемов снижения вредного влияния виброактивности агрегатов машин. Эти приемы, как правило, реализуются в совокупности, поскольку виброизоляция сопровождается конструкционным демпфированием в связях даже при отсутствии специальных демпферов.

В современных сложных машинных системах спектр генерируемых вибраций является широким, все источники и парциальное воздействие на них определить невозможно, поэтому применение виброизоляции объекта в целом является универсальным приемом виброзащиты.

Разработку эффективных технических решений виброизоляции агрегатов машин следует вести с учетом того, что ослабление связей, как прием создания сопротивлений на путях распространения вибраций, потенциально нарушает центровку агрегатов машин, увеличивает относительные смещения агрегатов при эксплуатационных нагрузках и ударах [1].

Качество виброизоляции существенно повышается по мере уменьшения собственной частоты виброзащитной системы, что обеспечивается малой жесткостью связей, а это обстоятельство входит в противоречие с несущей способностью связей, поскольку именно высокая податливость от статической нагрузки и приводит к нарушению центровки агрегатов машин.

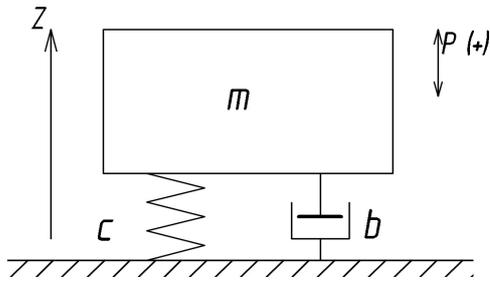


Рис. 1. Расчетная схема виброзащитной системы

Расчетная схема упругодемпферной виброзащитной системы с одной степенью свободы и динамическим возбуждением традиционна и представлена на рис. 1.

Источник вибрации на рис. 1 обладает массой m ; c — жесткость связи источника с основанием, являющимся объектом защиты; b — коэффициент демпфирования. Вибрация генерируется переменным силовым потоком $P(t)$, исходящим от источника. Силовое возбуждение источника может иметь различное физическое происхождение: от рабочего процесса, от параметрических свойств агрегата и др.

Основание имеет массу, существенно превышающую массу источника, конструктивно основание исполнено в виде несущих каркасов машин, рам, перекрытий, шпангоутов, отвечающих реакцией R на силовое возбуждение источника.

Уравнение движения источника будет таким:

$$m\ddot{z} + R(z, \dot{z}) = P(t). \quad (1)$$

Роль упруго-диссипативной связи могут выполнять различные упругие элементы: тросы, пружины, вставки из пластмассы, резины, пневмоустройства и др.

Реакция R основания в статике для линейной системы упростится до вида: $R = cz$, а условие статического равновесия или несущая способность виброзащитной системы сведется к удовлетворению равенства:

$$R = cz = mg, \quad (2)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения.

Динамическая реакция при движении системы станет $R = cz + b\dot{z}$, и если силовое возбуждение от источника представлено гармонически изменяемой силой, то уравнение движения источника запишется в известном виде:

$$m\ddot{z} + b\dot{z} + cz = H \cos pt, \quad (3)$$

здесь H и p — амплитуда и частота вынуждающей силы источника.

Решение (3) для установившегося движения будет таким:

$$z = \frac{H}{m\sqrt{(k^2 p^2)^2 + 4n^2 k^2}} \cos(pt - \varphi), \quad (4)$$

где $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ или $k = \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}}$ — частота собственных колебаний виброзащитной системы с учетом присоединенной массы источника; δ_{cm} — статическая деформация упругого элемента от силы веса источника

с присоединенной массой; $n = \frac{b}{2m}$; $\text{tg}\varphi = \frac{2np}{k^2 - p^2}$, где

угол φ определяет сдвиг фаз между вынуждающей силой и колебаниями источника.

При гармоническом характере силового возбуждения амплитуда R_0 силы реакции, передаваемой на основание определяется как:

$$R_0 = \frac{H\sqrt{k^4 + 4n^2 p^2}}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}. \quad (5)$$

Эффективность виброзащиты оценивается отношением R_0/H , которое называют коэффициентом виброизоляции

$$k_r = \frac{R_0}{H}. \quad (6)$$

Виброизоляция будет эффективной по принятому критерию, если коэффициент виброизоляции $k_r \leq 1,0$, который зависит от свойств системы и от частоты силового возбуждения, т.е. заключение об эффективности виброзащиты конкретной системы можно сделать только на известной конкретной частоте p возбуждения источника или в заданном диапазоне частот. Причем, как следует из вышеприведенных зависимостей, эффективность виброизоляции будет тем выше, чем слабее демпфирование. Наилучшей эффективностью обладает идеально упругий виброизолятор без внутренних энергетических потерь.

Как видно из выражения (6) для коэффициента виброизоляции с учетом (5), виброзащитная система тем эффективней, чем меньше собственная частота

k системы и чем больше отношение $\frac{p}{k}$. Так, уже

при отношении $\frac{p}{k} > \sqrt{2}$ упругая установка источника

(агрегата) с такой характеристикой будет эффективной, иными словами, упругие элементы должны быть податливыми, т.е. для улучшения виброизоляции следует устанавливать упругий элемент с минимальной жесткостью, но, как было отмечено выше, эта рекомендация входит в противоречие с несущей способностью упругой связи и, как следствие, приводит к нарушению центровки агрегатов [2].

Введение же демпфирования полезно лишь при

$\frac{p}{k} < \sqrt{2}$, поскольку демпфирующие свойства играют

отрицательную роль для целей виброизоляции, т.к. демпфирование увеличивает силовое воздействие источника на основание и полезно для ограничения колебаний только вблизи резонанса.

Современные виброизоляторы принято классифицировать в основном по виду или способу введения демпфирования, а также по материалу и форме упругого элемента.

Остановим внимание на призматическом резино-металлическом виброisolаторе (рис. 2), демпфирующие свойства которого определяются внутренним трением в материале упругого элемента, а металлические недеформируемые пластины используются только для крепления изолятора к источнику (агрегату) и основанию.

Упругим элементом является резиновый массив призматической прямоугольной формы. Конструкция сравнительно проста, но упругие характеристики могут изменяться в широком диапазоне за счет его конфигурации, марки резины, ориентации упругого элемента относительно направления действия сил.

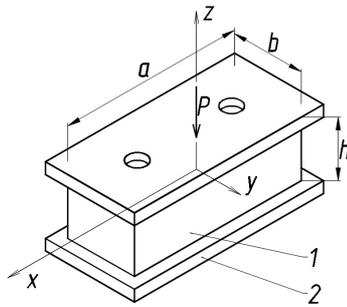


Рис. 2. Призматический резинометаллический виброизолятор:
1 — резиновый массив; 2 — металлические пластины

Поставим и решим различными методами задачу по определению несущей способности виброизолятора в статике, а также определим собственные частоты виброизолятора с присоединенной массой источника с целью выделения диапазона эффективно изолируемых частот силового возбуждения источника, тем самым установим связь инерционных и эксплуатационных параметров источника, а также жесткости виброизолятора, что необходимо для проектного расчета последнего.

Представим упругий массив стержнем, работающим на одноосное сжатие, краевые эффекты связи массива с металлическими пластинами не учитываются, т.е. деформация резинового массива представляется свободной.

Примем статическую нагрузку P , приложенной к центру металлической пластины, $P=25000$ Н, нагрузка равномерно распределяется по площади соприкосновения пластины с массивом (как было отмечено, деформация пластины отсутствует). Площадь соприкосновения $F=a \cdot b$, примем для определенности $a=215$ мм, $b=105$ мм, следовательно, $F=0,0225$ м², высоту h массива примем равной 60 мм, модуль упругости резины $E=6,2 \cdot 10^5$ Н/м², тогда свободная статическая деформация Δ массива резины будет такой:

$$\Delta = \frac{P \cdot h}{EF} = \frac{25000 \text{ Н} \cdot 0,06 \text{ м}}{6,2 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \cdot 0,0225 \text{ м}^2} = 0,0115 \text{ м} = 11,5 \text{ мм}.$$

Статическая нагрузка на один виброизолятор может быть создана силой веса агрегата, приходящейся на виброизолятор как упругую опору, т.е. вес

$$G=25000 \text{ Н создает масса } m = \frac{G}{g} = \frac{25000 \text{ Н}}{9,8 \text{ м/с}^2} = 2500 \text{ кг},$$

которую можно считать присоединенной к верхней пластине виброизолятора.

Частота k свободных колебаний упругого элемента с присоединенной массой $m=2500$ кг определится известным выражением: $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$, где c — жесткость резинового массива, значение которой

$$c = \frac{P}{\Delta} = \frac{25000 \text{ Н}}{0,0115 \text{ м}} = 2272727,27 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \text{ откуда}$$

$$k = \sqrt{\frac{2272727,27}{2500}} = \sqrt{909,09} = 30,15 \frac{1}{\text{с}}, \text{ или } k=4,8 \text{ Гц}.$$

Следовательно, проектируемый виброизолятор будет эффективен при частоте силового возбуждения p источника более 7 Гц, что вполне согласуется с эксплуатационными режимами большинства агрегатов машин.

Обратим внимание на значительную децентровку агрегата от статической деформации упругой опоры.

Однако эти результаты следует принимать только как первое приближение проектного расчета, поскольку резину, как материал, деформацию которого можно определять по закону Гука, допускается считать в случаях, когда деформация будет малой, до 10–15 %, а в нашем примере она выходит за верхнюю границу, поскольку $\frac{\Delta}{h} = \frac{0,015 \text{ м}}{0,06 \text{ м}} = 0,183 = 18 \%$.

Для второго приближения проведем расчет жесткости и собственных частот проектируемого виброизолятора по методике [3], которая учитывает сдвиговые деформации слоев резинового массива.

Обозначим дополнительно $\alpha = \frac{a}{h} = \frac{0,215}{0,06} = 3,53$; $\beta = \frac{b}{h} = \frac{0,105}{0,06} = 1,75$; т.е. $\alpha \approx 2\beta$ и для относительной дефор-

мации $\frac{\Delta}{h} \leq 0,1$ и $\alpha > 1,0$; $\beta > 1,0$ жесткость c рекомендовано в [3] рассчитать по формуле:

$$c = \frac{G\alpha\beta h \frac{\pi^2}{2} \left[3G + \pi^2(\alpha^2 + \beta^2) + \frac{\pi}{48} \alpha^2 \beta^2 \right]}{[48 + \pi^2(\alpha^2 + \beta^2)]}, \quad (7)$$

где G — модуль сдвига, для резины $G=2,07 \cdot 10^6$ Н/м², тогда по (7) $c=5,053 \cdot 10^6$ Н/м, а статическая деформация $\Delta = \frac{P}{c} = 4,9$ мм, т.е. практически вдвое меньше

значения, полученного из представления виброизолятора как свободно деформируемой стержневой системы.

Частота k свободных колебаний с учетом значения c , определенной по методике [3], будет такой:

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{4276000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}}{2500 \text{ кг}}} = 41,356 \frac{1}{\text{с}} = 7,15 \text{ Гц, т.е. про-}$$

ектируемый по [3] виброизолятор оказался более жестким и эксплуатационная частота источника по критерию эффективности виброизолятора должна быть $p \geq 10$ Гц.

В целом, во втором приближении при расчете виброизоляторов, работающих на сжатие, необходимо учитывать ужесточающее влияние торцов, прилегающих к пластинам. Это влияние объясняется помимо одноосного сжатия развитием сдвиговых деформаций в массиве резины.

Так, используемые для крепления к источнику и основанию стальные пластины проектируемого виброизолятора, привулканизированы к торцам резинового элемента, следовательно, деформация массива будет несвободной.

Теоретическое исследование сжатия с учетом краевого эффекта при больших деформациях затруднительно. Приблизительно можно считать, что усилие сжатия упругого элемента с закрепленными торцами равно усилию при свободном сжатии резины до той же средней деформации, умноженному на некоторый коэффициент ужесточения K_g , зависящий от формы элемента.

В [4] при одноосном свободном сжатии в случае больших деформаций нагрузка связана с деформацией приближенной формулой:

$$P = \frac{1}{3}EF\left(\frac{1}{\lambda^2} - \lambda\right), \quad (8)$$

где $\lambda = \frac{h_0 - \Delta}{h_0}$ — степень сжатия образца; h_0 — начальная высота образца; Δ — осадка; F — начальная площадь основания; E — модуль упругости при малых деформациях.

В случае малых деформаций, когда величина относительной деформации $\varepsilon = 1 - \lambda = \frac{\Delta}{h_0}$ мала, формула (8) переходит в известную зависимость:

$$P = EF\varepsilon. \quad (9)$$

С учетом краевого эффекта формула для нагрузки на виброизолятор примет вид:

$$P = K_g \frac{1}{3}EF\left(\frac{1}{\lambda^2} - \lambda\right), \quad (10)$$

где K_g — коэффициент ужесточения, зависящий от формы упругого элемента.

Коэффициент ужесточения K_g может быть определен аналитически из гипотезы постоянства объема упругого элемента и плоских его поперечных сечений в ходе деформации, а также эквивалента работы сжимающей силы и энергии деформации элемента.

Расчеты показывают, что элементы с основанием в виде вытянутого прямоугольника являются относительно более жесткими, чем квадратные.

Так, при $a/b=2,0$ и $\frac{b}{h}=1,75$, по [4] $K_g \approx 2,0 - 2,1$, т.е.

жесткость элемента оказалась вдвое выше расчетной жесткости элемента при свободном сжатии элемента как стержневой системы и практически ее значение совпало с расчетом жесткости по методике, изложенной в [3], а также с результатами натурных испытаний проектируемого виброизолятора.

Часто коэффициент K_g ужесточения связывают с так называемым коэффициентом S формы, представляющем собой отношение площади основания элемента к площади его боковой поверхности, при этом конфигурация элемента не имеет значения.

Например, для прямоугольного элемента коэффициент формы S будет таким:

$$S = \frac{ab}{2(ah+bh)} = \frac{ab}{2h(a+b)}. \quad (11)$$

В нашем случае при принятых размерах элемента коэффициент формы имеет значение $S=0,592$ и при этом значении S и отношении $\frac{a}{b} \approx 2,0$, коэффициент

$K_g=(1,9 - 2,0)$, что совпадает со значением K_g , при использовании гипотез неизменяемого объема резинового элемента и эквивалента энергий.

Для большинства проектных задач величина статической нагрузки известна, но определить Δ по формуле для свободного сжатия (8) затруднительно, поэтому необходимо решить вначале обратную задачу: т.е. задавая Δ , зная ограничения по h_0 , F , а марка резины определит модуль упругости E , вычислить P . Выполнив несколько вычислений, построим график $P=P(\Delta)$ (рис. 3).

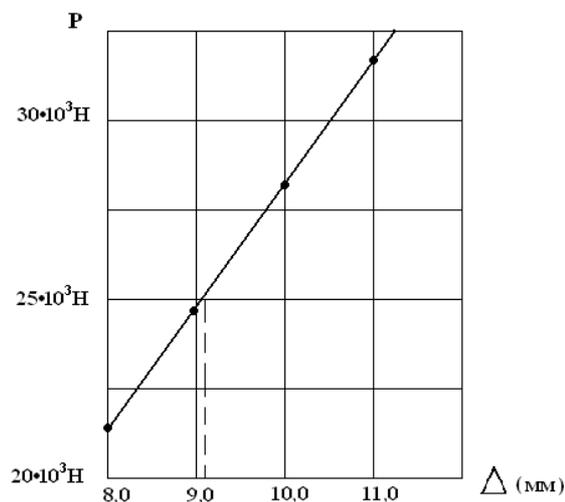


Рис. 3

Зависимость $P=P(\Delta)$ получилась близкой к линейной. Сохранив условия проектной задачи, а именно $h_0=0,06$, $F=0,0225$ м², $E=6,2 \cdot 10^6$ Н/м², получим при нагрузке в 25000 Н $\Delta = 9,0$ мм, а поскольку при $a/b=2,0$ и коэффициенте формы $S=0,59$, коэффициент $K_g = (1,9 - 2,0)$, то расчетная стесненная деформация составит 4,5 мм, что согласуется с вышеприведенными аналитическими расчетами, учитывающими краевые эффекты влияния торцов и развитие сдвиговых деформаций в материале упругого элемента, а также с результатами натурных испытаний проектируемого виброизолятора.

Таким образом, для первого приближения расчета жесткости и частоты свободных колебаний виброизолятора с присоединенной массой получены согласующиеся между собой результаты статического расчета упругого элемента при свободном сжатии как стержневой системы и эмпирической зависимости (8) из [4].

Второе приближение статического расчета характеристик упругого элемента виброизолятора основано на учете краевых эффектов и развития сдвиговых деформаций путем введения ужесточающих коэффициентов K_g , зависящих от формы упругого элемента.

Второе приближение [4] и методика расчета жесткости упругого элемента по методике, изложенной в [3], учитывают краевые эффекты и дают согласующиеся результаты расчета жесткости, которые практически вдвое больше жесткости, получаемой расчетом при свободном сжатии элемента, что также подтверждено данными натурных испытаний проектируемого виброизолятора.

В заключение отметим, что резиновый массив виброизолятора является явно нелинейным элементом конструкции. При больших деформациях линейные закономерности связи «напряжения — деформации» не соблюдаются. При повторных нагружениях кривые нагружения и разгрузки образуют гистерезисные площадки. Внутреннее трение, модули упругости зависят от частоты нагружения, причем динамический модуль упругости значительно больше статического. Свойства резины зависят от температуры, от наполнителей, от режима вулканизации. Поэтому точное аналитическое определение основных характеристик массива затруднительно, в частности, для разработки инженерной методики проектирования виброизолятора экспериментальные

исследования необходимы, причем желательно не на образцах материала, а на действительных изделиях.

Библиографический список

1. Поновко, Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Поновко. — Изд-е 3-е. — Л. : Машиностроение, 1976. — 320 с.
2. Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью / П. М. Алабу́жев [и др.] ; под ред. К. М. Разгу́льска. — Л. : Машиностроение, 1986. — 96 с. — (Библиотека инженера. Вибрационная техника, вып. 7).
3. Вибрации в технике : справ. В 6 т. Т. 4 / Под ред. Э. Э. Лавендела и общ. ред. В. Н. Челомея. — М. : Машиностроение, 1981. — 509 с.
4. Расчеты на прочность в машиностроении. В 2 т. Т. 2 / Под ред. С. Д. Пономарева. — М. : ГИМЛ, 1958. — 974 с.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение» Омского государственного технического университета.

КРАСОТИНА Лариса Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительная механика» Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии.

КРИВЦОВ Александр Викторович, инженер-конструктор Научно-производственного предприятия «Прогресс».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 09.03.2016 г.

© П. Д. Балакин, Л. В. Красотина, А. В. Кривцов

УДК 621.752.3

**Ю. А. БУРЬЯН
Д. О. БАБИЧЕВ
М. В. СИЛКОВ**

Омский государственный
технический университет

Научно-производственное
предприятие «Прогресс», г. Омск

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОБЪЕКТОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В ИХ ОПОРАХ ПНЕВМОПРУЖИН НА БАЗЕ РЕЗИНОКОРДНЫХ ОБОЛОЧЕК ПАРАЛЛЕЛЬНО С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ИНЕРЦИОННЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ

Предложена конструкция и рассмотрены вопросы математического моделирования перспективной конструкции пневмоопор с параллельно установленным гидравлическим инерционным преобразователем движения. Исследование относится к важному направлению прикладной механики — теории виброизоляции виброактивных объектов. Получена математическая модель подвески, позволяющая выбрать параметры для уменьшения коэффициента передачи силы на основе в определенном диапазоне частот.

Ключевые слова: виброизоляция, резинокордная оболочка, пневмопружина, инерционный преобразователь движения.

Для виброизоляции различных объектов широко используются пневмопружины на базе резинокордных оболочек (РКО) [1]. Они обладают рядом преимуществ, основным из которых является высокая нагрузочная способность при малой собственной частоте подвески, которую еще и можно регулировать. Эффективность виброизоляции такой подвески можно увеличить в определенном диапазоне частоты настройки, если параллельно пневмопружинам установить гидравлический инерционный трансформатор (ГИТ) [2, 3]. Он может быть конструктивно выполнен по двум схемам. В первом случае при колебаниях виброизолируемого объекта жидкость в ГИТ пере-

текает через протяженные каналы в его неподвижной перегородке из верхней полости в нижнюю и обратно (рис. 1а) [4, 5]. Во втором случае жидкость тоже перетекает из одной полости в другую и обратно, но через каналы в подвижном поршне, соединенном с виброизолируемым объектом (рис. 1б).

Положительный эффект ГИТ заключается в том, что жидкость, протекающая через протяженные каналы (инерционные трубки) имеет скорость во много раз большую, чем скорость виброизолируемого объекта. За счет этого приведенная масса жидкости в трубках будет большой и динамический эффект от действия инерционной силы этой массы будет

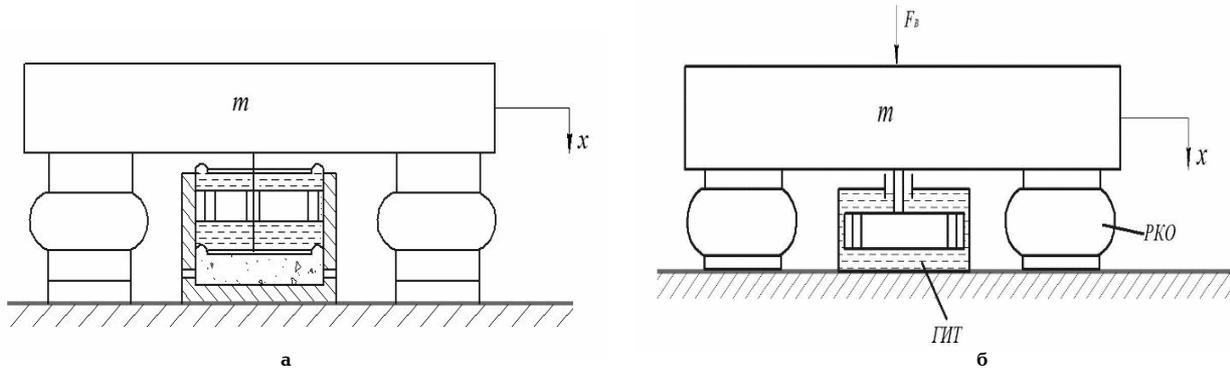


Рис. 1. Виброизолирующая опора с четырьмя пневмопружинами на базе РКО с ГИТ, выполненным по схеме с неподвижной (а) и подвижной (б) перегородкой с протяженными каналами для перетекания жидкости

заключаться, как показано в работах [2–6], в значительном снижении передачи вибрационного усилия на основание в области частот настройки подвески с ГИТ.

Для количественной оценки эффективности такой подвески, при составлении ее математической модели, важно учесть нелинейность пневмопружины с РКО, что и сделано в настоящей работе.

В качестве допущений принято, что сила вибро-возбудителя P_b гармоническая, приложена вертикально над центром масс. Пневмопружины расположены симметрично центру масс. Тогда угловыми колебаниями массы m можно пренебречь.

Дифференциальное уравнение движения массы m тогда примет вид

$$(m + m_{np})\ddot{x} = -P_{yn} - P_{con} + mg + P_{am} + P_{b_0} \sin \omega t, \quad (1)$$

$$\text{где } m_{np} = m_{ж} z \left(\frac{F_{Г}}{zF_0} \right)^2; \quad z = \rho_{ж} F_0 \mathbf{l}_0 z^{-1} \left(\frac{F_{Г}}{F_0} \right)^2;$$

m_{np} — приведенная масса от движения жидкости в трубках;

$m_{ж}$ — масса жидкости, заключенная в объеме одной инерционной трубки;

$\rho_{ж}$ — плотность жидкости;

F_0, \mathbf{l}_0, z — площадь отверстия и длина одной трубки и число трубок;

$F_{Г}$ — площадь поршня ГИТ для схемы на рис. 1а или эффективная площадь РКО для схемы на рис. 1б;

P_{yn} — сила упругости, создаваемая четырьмя пневмопружинами;

$$P_{yn} = 4p \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^k F_{Г} = 4(p_0 + p_{\Lambda}) \left(\frac{V_0}{V_0 + F_{Г}x} \right)^k F_{Г};$$

p_0, p_{Λ} — избыточное давление в положении равновесия в РКО с объемом V_0 и эффективной площадью $F_{Г}$, а также атмосферное давление; $k = 1,4$ — коэффициент адиабаты;

$P_{con} = (b + b_1) \dot{x}$ — сила сопротивления движению массы;

b, b_1 — коэффициенты сопротивления, учитывающие сопротивление в ГИТ (b), а также потери на сопротивление при внутреннем трении в резине РКО и другие потери (b_1).

Для определения значения b при протекании жидкости через каналы, длина которых много больше их диаметра, может быть использована формула [7]

$$b = 8\pi\mu \mathbf{l}_0 z^{-1} \left(\frac{F_{Г}}{F_0} \right)^2,$$

где μ — коэффициент динамической вязкости жидкости ($\mu = 1,05 \cdot 10^{-3}$ Па·с для воды при $t = 18^\circ \text{C}$).

Кроме того, в (1) учтено $P_{am} = 4p_{\Lambda} F_{Г}$ — сила от атмосферного давления, уравниваемая внутренним давлением в РКО; P_{b_0}, ω — амплитуда и частота силы вибровозбудителя.

Тогда уравнение (1) можно переписать так

$$(m + m_{np})\ddot{x} + (b + b_1)\dot{x} + 4(p_0 + p_{\Lambda}) \left(\frac{V_0}{V_0 + F_{Г}x} \right)^k F_{Г} - mg - 4p_{\Lambda} F_{Г} = P_b \sin \omega t, \quad (2)$$

а для определения усилия на основание, зависящее от найденного из (1) значения x , справедливо будет следующее выражение

$$P_{oc} = m_{np} \ddot{x} + (mg + 4p_{\Lambda} F_{Г}) \left[\left(\frac{V_0}{V_0 + F_{Г}x} \right)^k - 1 \right] + (b + b_1) \dot{x} \quad (3)$$

Коэффициент передачи силы на основание при

этом равен $K_C = \frac{P_{oc_0}}{P_{b_0}}$, где P_{oc_0} — амплитуда силы,

действующей на основание.

Для решения нелинейных уравнений (1) и (2) и определения значения K_C на различных частотах с использованием ГИТ или без него была составлена модель в программе Simulink (Matlab), приведенная на рис. 2.

В модели частота ω изменялась медленно со скоростью 0,01 Гц/с. Поэтому полученные на различных частотах значения K_C можно считать соответствующими постоянным значениям частоты колебаний данной системы.

В качестве расчетного примера для схемы на рис. 1б взяты следующие значения: $m = 140$ кг, $p_0 = 0,54$ кг/см², $V_0 = 0,73$ л, $F_{Г} = 64$ см² (значение $F_{Г}$ при колебаниях РКО меняется, однако при малых амплитудах колебаний, соответствующих частоте настройки ГИТ, этим можно пренебречь). Вышеприведенные значения соответствуют модели РКО И-09, выпускаемой ФГУП «НПП «Прогресс» в г. Омске. Для ГИТ, по вышеприведенным формулам, для выбранных параметров инерционных трубок $z = 3$, $\mathbf{l}_0 = 3$ см, $d_0 = 7,5$ мм, диаметр поршня ГИТ $d_{Г} = 120$ мм, получаем $m_{np} = 35$ кг, $b = 20$ Нс/м. Кроме этого, примем $b_1 = 5$ Нс/м, $P_{b_0} = 30$ Н.

Частота настройки ГИТ, соответствующая минимуму K_C , определяется по формуле [2]

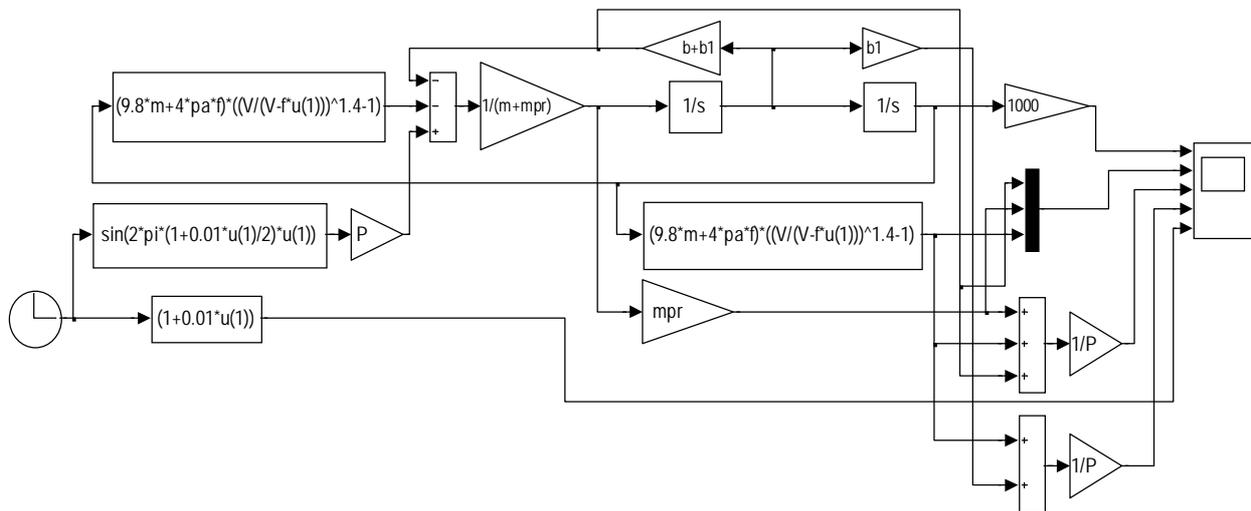


Рис. 2. Модель колебательной системы подвески виброизолируемого объекта на пневмопружилах с ГИТ

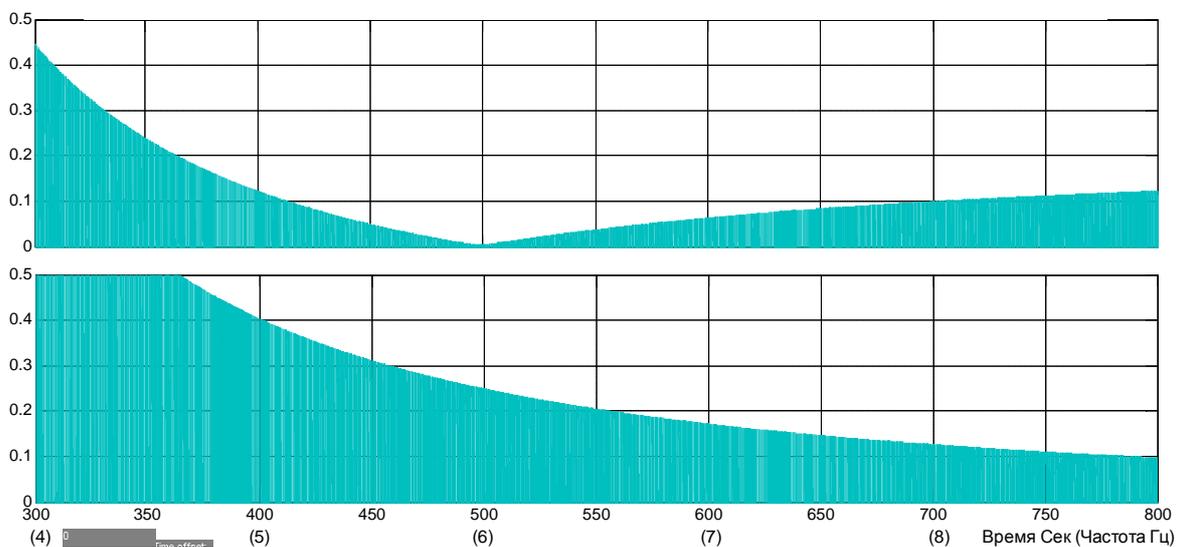


Рис. 3. Графики изменения коэффициента передачи силы на основании K_c от частоты ϑ для случая использования ГИТ в подвеске объекта (верхний график) и для такой же подвески без него

$$\vartheta_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_0}{m_{np}}}, \quad (4)$$

где $C_0 = \frac{4k \cdot (p_0 + p_A) \cdot F_{\text{пл}}^2}{V_0}$ — статическая жесткость

четырех пневмопружинов (вблизи положения равновесия). Полученное значение частоты настройки ГИТ $\vartheta_n = 6$ Гц.

Графики расчетов для приведенного примера, показанные на рис. 3, наглядно показывают преимущества применения в подвеске ГИТ. На частоте настройки 6 Гц коэффициент передачи силы на основании K_c уменьшается до $4 \cdot 10^{-3}$, а в диапазоне частот от 5,2 Гц до 7 Гц он не превышает значения 0,1. В то же время для такой же подвески без ГИТ в этом диапазоне частот значение K_c меняется от 0,35 до 0,15, а на частоте настройки имеет значение 0,25, т.е. более чем в 50 раз больше.

Данный эффект обусловлен тем, что инерционная сила, возникающая при использовании ГИТ, действует в противофазе с силой пружины, приложенной к основанию, и на определенной частоте (частоте

настройки ϑ_n) почти полностью компенсирует ее действие на основание.

Таким образом, составленная математическая модель подвески с пневмопружилами и ГИТ позволяет выбирать параметры как самих пневмопружинов, так и ГИТ, чтобы добиться уменьшения значения K_c , а значит, улучшения виброизоляционных свойств таких подвесок в определенном заданном диапазоне частот. При этом для ГИТ имеются возможности изменения в широких пределах значений m_{np} за счет варьирования параметрами z , $\mathbf{1}_{0r}$, d_{0r} , а значит, изменения частоты настройки ϑ_n .

Библиографический список

1. Трибельский, И. А. Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И. А. Трибельский, В. В. Шалай, А. В. Зубарев, М. И. Трибельский. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. — 238 с.
2. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев [и др.]. — М. : Физматлит, 2004. — 176 с.
3. Мугин, О. О. Экспериментальные исследования виброизолятора с преобразованием движения инерционных элемен-

тов / О. О. Мугин, А. А. Синев // Вестник научно-технического развития. — 2012. — № 4 (56). — С. 24–31.

4. Бурьян, Ю. А. Резинокордная пневмогидравлическая опора с инерционным преобразователем движения / Ю. А. Бурьян, С. Н. Поляков, Ю. П. Комаров // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2013. — № 3 (123). — С. 68–72.

5. Бурьян, Ю. А. Инерционный гидравлический преобразователь движения на базе резинокордной оболочки / Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, М. В. Силков, Ю. Ф. Галуза // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2015. — № 1 (137). — С. 30–33.

6. Бурьян, Ю. А. Пневмоизолятор с инерционным преобразователем движения / Ю. А. Бурьян, С. Н. Поляков, М. В. Силков, Д. О. Бабичев // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2015. — № 3 (143). — С. 16–19.

7. Лойцянский, А. Г. Курс теоретической механики. В 2 т. Т. 2 / А. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. — М.: Наука, 1983. — 640 с.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

БАБИЧЕВ Денис Олегович, инженер-конструктор 1-й категории Научно-производственного предприятия «Прогресс».

СИЛКОВ Михаил Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 02.03.2016 г.

© Ю. А. Бурьян, Д. О. Бабичев, М. В. Силков

УДК 621.752.3

**Ю. А. БУРЬЯН
М. В. СИЛКОВ
Д. О. БАБИЧЕВ
Ю. Ф. ГАЛУЗА**

**Омский государственный
технический университет**

**Научно-производственное
предприятие «Прогресс», г. Омск**

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОБЪЕКТОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ В ИХ ОПОРАХ ПНЕВМОПРУЖИН НА БАЗЕ РЕЗИНОКОРДНЫХ ОБОЛОЧЕК С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМИ ОБЪЕМАМИ

Предложена конструкция и рассмотрены вопросы математического моделирования перспективной конструкции пневмоопоры с резинокордной оболочкой, соединенной с дополнительными объемами, выполненными в опорной раме подвески. Исследование относится к важному направлению прикладной механики — теории виброизоляции виброактивных объектов. Показано, что путем изменения параметров резинокордной оболочки и дополнительных объемов можно уменьшить передачу вибрационного усилия на основание в низкочастотном диапазоне.

Ключевые слова: виброизоляция, резинокордная оболочка, пневмопружина, дополнительный объем.

Для виброизоляции таких объектов, как компрессоры, насосы, участки трубопроводов, актуальной является задача уменьшения собственной частоты виброизолирующей опоры до 1–2 Гц, что уменьшает коэффициент передачи силы на основание на низких частотах, начиная с примерно 5 Гц. Для этой цели хорошо подходят пневмопружины на базе резинокордных оболочек (РКО) [1, 2]. Они позволяют легко обеспечить высокую нагрузочную способность, а использование дополнительных объемов, соединенных с внутренней полостью пневмопружины дает возможность получить низкую собственную

частоту таких виброизолирующих опор. При этом дополнительные объемы могут располагаться так, что не будут увеличивать высоту самого упругого подвеса. Например, в качестве дополнительных объемов может использоваться замкнутая полость в раме основания, разделенная герметичными перегородками на равные части, каждая из которых соединена отверстием непосредственно с внутренней полостью своей пневмопружины с РКО (рис. 1).

В данной работе поставлена задача составить математическую модель данной колебательной системы с учетом нелинейности пневмопружины. А затем

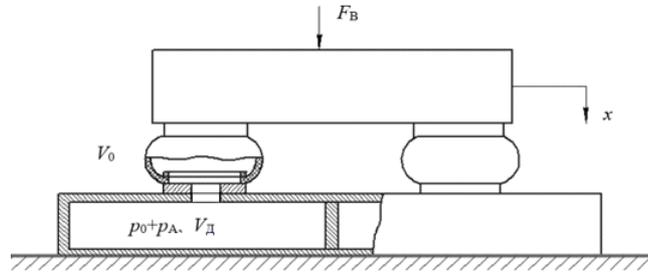


Рис. 1. Виброизолирующая опора с четырьмя пневмопружинами на базе РКО с дополнительными объемами, выполненными в раме основания

по полученной модели оценить эффективность виброизоляции на различных частотах по значению коэффициента передачи силы K_c . Этот коэффициент равен отношению амплитуды силы, передаваемой пружинами на основание, к амплитуде гармонической силы вибровозбудителя. Кроме того, дополнительно определить, как влияют на значение K_c на одинаковых частотах различные значения дополнительных объемов пневмопружины.

В качестве допущений принято, что сила вибровозбудителя гармоническая, приложена вертикально над центром масс, а пневмопружины расположены симметрично центру масс. Тогда угловыми колебаниями массы m можно пренебречь, и рассматривать только ее поступательное движение в вертикальной плоскости. Демпфирование при колебаниях массы будем считать пропорциональным скорости.

Дифференциальное уравнение движения массы m тогда примет вид

$$m\ddot{x} = -P_{yn} - P_{con} + mg + P_{at} + P_B \sin \omega t, \quad (1)$$

где P_{yn} — сила упругости, создаваемая четырьмя пневмопружинами;

P_{con} — сила сопротивления (демпфирования) движению массы;

P_{at} — сила атмосферного давления, уравновешиваемая внутренним давлением в РКО.

При этом

$$P_{yn} = 4p \left(\frac{V}{V_1} \right)^k F = 4(p_0 + p_A) \left[\frac{V_0 + V_A}{V_0 + V_A + (F_0 + F_x)x} \right]^k (F_0 + F_x);$$

$$P_{con} = b\dot{x}; \quad P_{at} = 4p_A (F_0 + F_x).$$

Уравнение (1) тогда примет вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + 4(p_0 + p_A)(F_0 + F_x) \left[\frac{V_0 + V_A}{V_0 + V + (F_0 + F_x)x} \right]^k - 4p_A(F_0 + F_x) - mg = P_B \sin \omega t, \quad (2)$$

где b — коэффициент вязкого сопротивления, выбираемый исходя из безразмерного коэффициента

$$\xi = 0,02, \quad \text{где } \xi = \frac{b}{2\sqrt{mc_0}},$$

$c_0 = \frac{4k(p_0 + p_A)F_0^2}{V_0 + V_A}$ — статическая жесткость пневмо-

пружины (вблизи положения равновесия);

p_0, p_A — избыточное давление в положении равновесия в пружине с рабочим объемом V_0 и дополнительным объемом V_A , а также атмосферное давление; F_0, F_x — эффективная площадь одной пружины в положении равновесия и приращение этой площади от хода x массы (зависимость F_x от x определяется экспериментально и интерполируется функцией $F_x = \alpha x + \beta x^2$, при малых ходах x значением F_x в сравнении с F_0 можно пренебречь;

P_B, ω — амплитуда и частота силы вибровозбудителя;

$k = 1,4$ — коэффициент адиабаты (это значение обычно принимают при низких частотах, рассматриваемых в данном случае).

Коэффициент передачи силы K_c в рассматриваемом случае можно определять без учета силы сопротивления демпфера, т.к. выбрано малое значение $\xi = 0,02$. Оно учитывает малое сопротивление применяемой подвески, где оно связано только с внутренним трением в резине РКО и сопротивлением воздуха. Тогда K_c можно определять как отношение амплитуды силы, передаваемой пневмопружинами на основание из-за колебаний давления в РКО, к амплитуде силы вибровозбудителя P_B .

Для решения уравнения (2) и определения коэффициента передачи силы по выражению

$$K_c = \frac{4(p_0 + p_A)(F_0 + F_x)}{P_B} \left\{ \left[\frac{V_0 + V_A}{V_0 + V_A + (F_0 + F_x)x_{max}} \right]^k - 4p_A(F_0 + F_x) - mg \right\}, \quad (3)$$

где x_{max} — амплитуда колебаний массы m в цикле сжатия, была составлена модель в программе Simulink (Matlab), приведенная на рис. 2.

В модели частота ω изменялась медленно со скоростью 0,01 Гц/с. Поэтому полученные на различных частотах значения K_c можно считать, соответствующими постоянному значению частоты колебаний данной системы. По этой модели оценивалось также влияние значения дополнительного объема на величину K_c на одинаковых частотах возбуждения.

В качестве расчетного примера взяты следующие значения: $m = 140$ кг, $p_0 = 0,54$ кг/см², $V_0 = 0,73$ литра, $F_0 = 64$ см², что соответствует четырем пневмопружинам на базе РКО марки И-09, выпускаемых ФГУП «НПО «Прогресс» в г. Омске. Для дополнительных объемов каждой из этих пружин взяты следующие три значения $V_A = 0$, $V_A' = 1$ л, $V_A'' = 5$ л. Коэффициент вязкого трения при $\xi = 0,02$ равен $b = 300$ Н/м/с.

На рис. 3 приведены результаты расчетов. Они показывают, что применение для виброизоляции

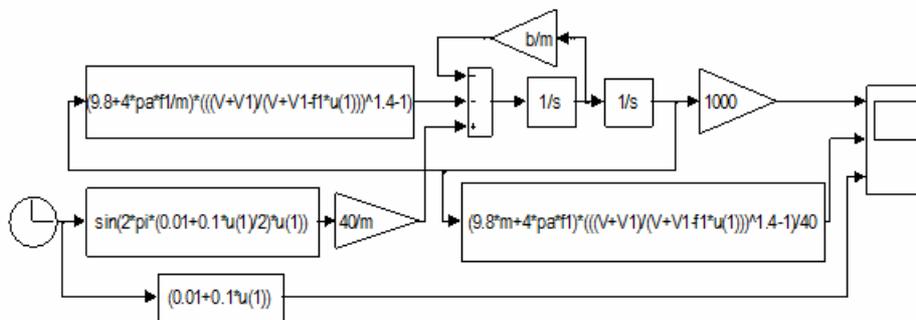


Рис. 2. Модель в программе Simulink (Matlab) для определения коэффициента передачи силы K_c на различных частотах колебаний ω

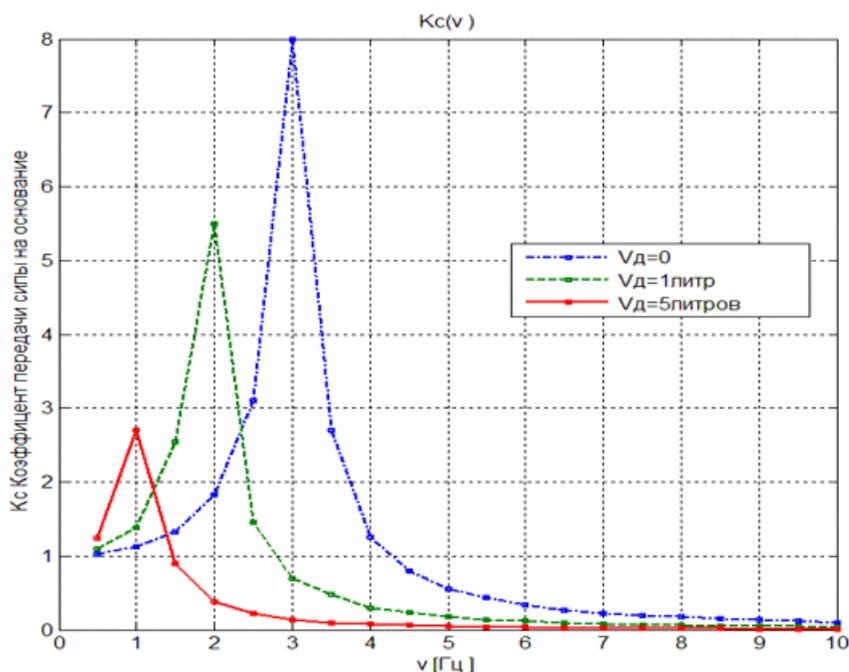


Рис. 3. График изменения коэффициента передачи силы на основании от частоты вибровозбуждения при различных значениях дополнительных объемов пневмопружины подвески виброизолируемого объекта

объектов пневмопружины на базе РКО с дополнительными объемами позволяет существенно (в 5–10 раз) уменьшать коэффициент передачи силы на основании на низких частотах (порядка 5 Гц и выше). При этом такие подвески просты по конструкции и надежны в работе.

Библиографический список

- Трибельский, И. А. Расчетно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И.А. Трибельский, В. В. Шалай, А. В. Зубарев, М. И. Трибельский. — Омск : ОмГТУ, 2011. — 238 с.
- Зубков, А. И. Аппроксимация характеристики пневматического упругого элемента с резинокордными оболочками / А. И. Зубков // Расчет, конструирование, изготовление и эксплуатация : сб. науч. тр. — М., 1977. — С. 47–49.

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой

«Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

СИЛКОВ Михаил Владимирович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

БАБИЧЕВ Денис Олегович, инженер-конструктор 1-й категории Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

ГАЛУЗА Юрий Федорович, аспирант кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 02.03.2016 г.

© Ю. А. Бурьян, М. В. Силков, Д. О. Бабичев, Ю. Ф. Галуза

РАЗРАБОТКА НОВОГО ПОДХОДА К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СТАБИЛЬНОСТИ ЭМУЛЬГИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОФСЕТНЫХ КРАСОК

В статье показано влияние концентрации спирта в увлажняющем растворе и температурного режима смешивания на эмульгирующую способность офсетных красок. Оценка стабильности эмульгирующей способности офсетных красок приводится в два этапа. Обобщение экспериментальных данных осуществляется с применением нового алгоритма.

Ключевые слова: плоская офсетная печать, увлажняющий раствор, эмульгирование краски.

Эмульгирующая способность краски и характер ее влияния на качество печати являются ключевыми факторами оценки при выборе краски. Без знаний характера взаимодействия тестируемой краски с увлажняющим раствором определенного состава и параметров не имеет смысла оценивать другие печатно-технические свойства офсетных красок [1–6].

Под термином «стабильность эмульгирующей способности печатной краски» подразумевается свойство печатной краски в течение длительного (или необходимого) времени сохранять степень эмульгирования в допустимых значениях (в диапазоне) под воздействием одного (или более) меняющегося параметра в процессе печати.

На процесс эмульгирования печатной краски с увлажняющим раствором оказывают существенное влияние следующие факторы: время взаимодействия; температурный режим, при котором образуется печатная эмульсия; концентрация спирта в увлажняющем растворе; параметры и состав увлажняющего раствора; режим подачи увлажнения [1–3; 6]. Поэтому при оценке эмульгирующей способности краски необходимо учитывать диапазон изменчивости воздействующих факторов, которые оказывают влияние на данный процесс в печатной машине в реальных условиях.

Наряду с вышеуказанными дестабилизирующими факторами необходимо выделить еще один, который является естественным следствием принципа офсетной печати. Этот фактор можно обозначить как разницу пропорций при взаимодействии красочной массы с увлажняющим раствором.

Повышенное эмульгирование будет способствовать колебаниям значений оптической плотности [7].

За прошедшие годы зарубежными и отечественными исследователями были предложены различные способы оценки эмульгирующей способности красок [8–10]. Однако анализ результатов сводится к сравнению максимальной величины эмульгирования и времени ее достижения.

С практической точки зрения важно оценивать диапазон возможных колебаний степени эмульги-

рования печатной краски в условиях печати под воздействием температурных колебаний и процента содержания изопропилового спирта (ИПС) в увлажняющем растворе. Для этого предлагается использовать новый подход к оценке возможных колебаний степени эмульгирования с учетом температурного режима и непостоянства концентрации ИПС в увлажняющем растворе, который позволяет сделать вывод о стабильности печатной краски, что и является целью работы.

Объекты и методы исследования. Исследования проводили с красками: 1 — Cristal, 2 — Triumf производителя SunChemical. Обе офсетные краски растительного происхождения, предназначены для печати по мелованным глянцевым, матовым, а также натуральным сортам бумаги и картона на многокрасочных машинах со спиртовыми и традиционными системами увлажнения. Краска Triumf является высокопигментированной. Для эксперимента использовалась только черная краска из серии СМУК.

Для получения увлажняющего раствора применялся концентрат Hydrofast 307 GS, который стабильно поддерживает кислотность увлажняющего раствора в пределах значений pH = 4,8–5,3. В качестве спиртовой добавки использовался изопропиловый спирт, имеющий следующие характеристики: степень химической чистоты продукта: 99,7–99,9 %, плотность при 25 °C — 0,7847–0,7852 г/см, сухой остаток не более 0,0005 %, содержание ацетона 0,03 %, испарение — быстрое и полное.

Смешивание краски и увлажняющего раствора производилось в емкости цилиндрической формы объемом 200 мл/г при помощи устройства смешивания, которое вращает венчик со скоростью 400 об./мин. Устройство смешивания имеет электронный программируемый таймер автоматического отключения, который позволяет регулировать время цикла перемешивания.

Температура увлажняющего раствора, краски и эмульсии контролировалась цифровым электронным лабораторным термометром 910.0150E с погрешностью измерения 0,1 градуса.

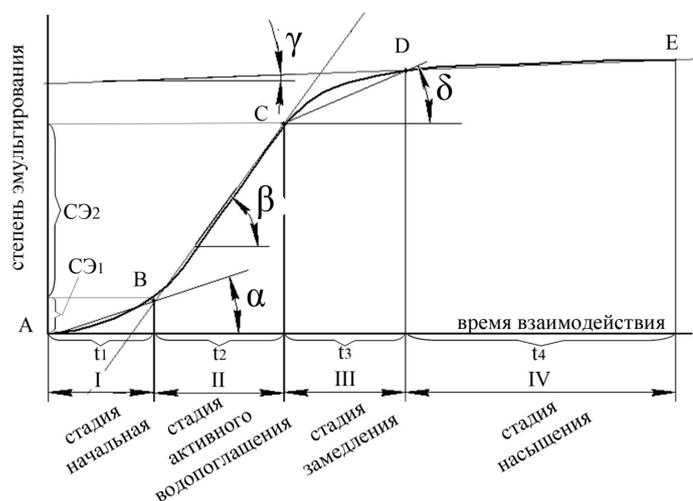


Рис. 1. Оценка эмульгирования офсетной краски с увлажняющим раствором, где t_1, t_2, t_3, t_4 — продолжительность стадий в секундах

Таблица 1

Сравнения стадий эмульгирования испытуемых красок

Стадия эмульгирования	Параметр	Cristal, 0 %	Cristal, 15 %	Triumpf, 0 %	Triumpf, 15 %
Стадия № 1	α , град.	45	47,5	47,5	41
	t , с	20	23	20	20
	$VЭ_1$, г/с	0,5	0,52	0,5	0,5
	$CЭ_1$, %	10	12	10	10
Стадия № 2	β , град.	59,3	46,6	37,3	50,8
	t , с	40	67	77	53
	$VЭ_2$, г/с	0,83	0,43	0,48	0,72
	$CЭ_2$, %	33	29	27	28
	$CЭ_{1-2}$, %	43	41	37	38
Стадия № 3	δ , град.	39	22	20,4	26
	t , с	70	73	81	43
	$VЭ_3$, г/с	0,34	0,18	0,17	0,21
	$CЭ_3$, %	24	13	14	9
	$CЭ_{1-3}$, %	67	42	51	47
Стадия № 4	γ , град.	10,7	6,9	4,12	1,26
	t , с	170	137	122	184
	$VЭ_4$, г/с	0,12	0,06	0,24	0,16
	$CЭ_4$, %	21	8	3	3
	$CЭ_{1-4}$, %	98	62	54	50
$t = 30^\circ C$	$CЭ_{max}$, %	113	75	60	55

Взвешивание жидкостей производилось на лабораторных высокоточных весах AND EK-300i с погрешностью измерения 0,02 грамма.

Для измерения pH, температуры и электропроводности увлажняющего раствора применялся прибор РМ 2000 PH.

Результаты, их обсуждение. Определение эмульгирующей способности офсетных красок осуществляется в 2 этапа.

Первый этап — построение зависимостей степени эмульгирования от исследуемого параметра увлажняющего раствора в виде кинетической кривой осуществляется экспериментальным методом, схожим с [3, 9]. Отличительной особенностью является то, что краска в стакане перемешивается при помощи

устройства при скорости вращения 400 об./мин. Смешивание производится в три этапа: 1-й этап: 24 цикла по 5 секунд; 2-й этап: 3 цикла по 60 секунд; 3-й этап: 2 цикла по 120 секунд. На первом и на втором этапе в каждом цикле в стакан с краской добавлялось по 30 мл увлажняющего раствора и смешивание производилось при температуре краски и УР 25 градусов. На третьем этапе смешивание производится с 30 мл увлажняющего раствора при температуре краски и УР 30 градусов.

После каждого цикла из стакана выливалась вся свободная жидкость, а стакан с краской и захваченным увлажняющим раствором взвешивался. В таблицу заносились значения, полученные путем вычитания измеренного значения после смешивания веса

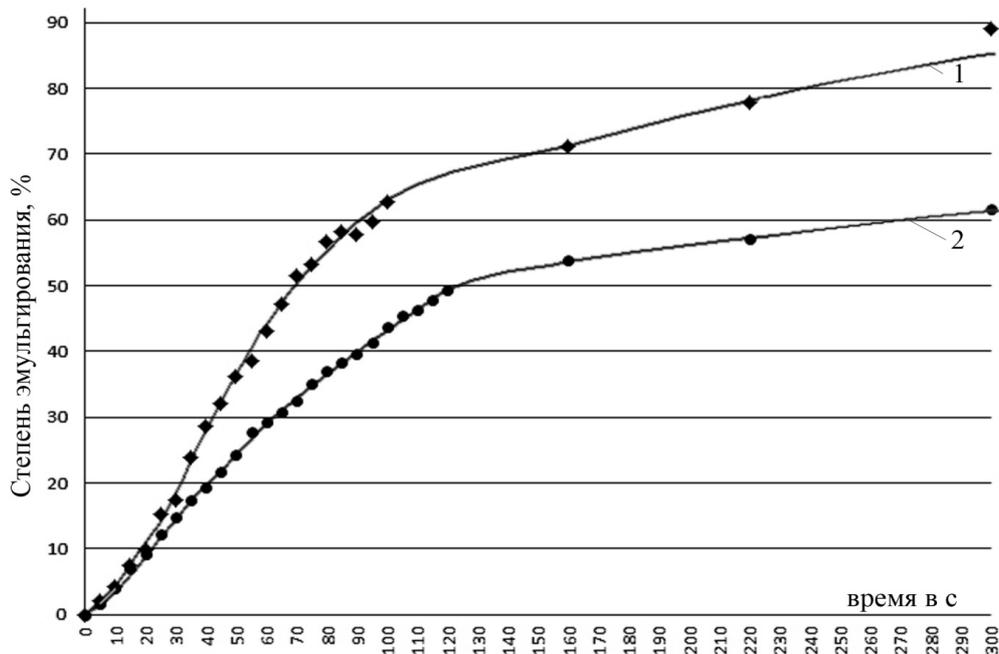


Рис. 2. Кинетические кривые эмульгирования печатной краски Cristal SunChemical:
 1 — при взаимодействии с увлажняющим раствором 0 % ИПС
 2 — при взаимодействии с увлажняющим раствором 15 % ИПС

краски с поглощенным увлажняющим раствором и начальной массы стакана с краской и венчиком.

Второй этап — анализ полученных результатов.

На основе полученных экспериментальных данных строятся кинетические кривые эмульгирования всех испытуемых красок с указанием температурных условий и параметров увлажняющего раствора.

Процесс эмульгирования по форме кривой делится на четыре стадии:

1 — стадия начальная; 2 — стадия активного водопоглощения; 3 — стадия замедления; 4 — стадия насыщения (рис. 1).

По полученным кинетическим кривым, используя вышеописанный алгоритм, можно оценить влияние изопропилового спирта на эмульгирующую способность испытуемых красок. Применение описанного алгоритма оценки данных показывает характер влияния содержания спирта на каждую стадию эмульгирования исследуемых офсетных красок.

Практическую реализацию алгоритма рассмотрим на примере краски Cristal SunChemical (табл. 1, рис. 2).

I стадия. Краска Cristal имеет схожую по параметрам стадию эмульгирования в обоих экспериментах. Первый эксперимент — взаимодействие с бесспиртовым увлажнением; второй эксперимент — увлажнение, содержащее 15 % изопропилового спирта.

II стадия. Вид кинетической кривой офсетной краски на второй стадии существенно изменяется при взаимодействии с увлажняющим раствором с содержанием изопропилового спирта. При добавлении в увлажняющий раствор изопропилового спирта скорость эмульгирования ($VЭ$) снижается в 2 раза, а продолжительность стадии возрастает на 27 секунд. Угол наклона кривой снижается на 12,7 градуса. В результате уровень содержания воды в краске в первом эксперименте достиг 43 % через 60 секунд взаимодействия, а во втором — 41 % через 90 секунд.

III стадия. Продолжительность стадии в первом и втором случае 70 и 73 секунды соответственно, но

скорость эмульгирования во втором случае на 89 % ниже. В результате уровень содержания воды в краске в первом случае достиг 63 % за 130 секунд, а во втором случае — 42% за 163 секунды взаимодействия.

IV стадия. Угол наклона кривой в первом и втором случае составляет 10,7 и 6,9 градуса соответственно. Это означает, что предел насыщения в обоих экспериментах не был достигнут. В первом случае максимальный захват воды на 5-й минуте составил 98 %, а во втором — 62 %.

Показанный характер влияния указывает на повышенную зависимость степени эмульгирования от наличия изопропилового спирта в увлажняющем растворе.

Выводы. Разделение кинетической кривой на 4 стадии, которая была построена на основе экспериментальных данных, полученных в результате фиксирования СЭ с 5-секундным интервалом, позволяет более тщательно изучить характер эмульгирования краски с первых секунд взаимодействия.

Представленный алгоритм оценки стабильности эмульгирующей способности краски информативен. Позволяет дать более полную характеристику офсетной краски на всех стадиях процесса эмульгирования:

- оценить степень влияния дестабилизирующих факторов и выбрать наиболее значимые;

- подобрать офсетную краску с учетом реальных условий печати в цехе: температурного режима и с учетом параметров увлажняющего раствора.

Библиографический список

1. Qingyi Chen. Emulsification rate of sheet-fed offset ink and its effect on printed quality. — Rochester Institute of Technology : RIT Scholar Works, 1986. - 68 p.
2. Koivula H. Studies in offset ink. — Abo Akademi University Department of Chemical Engineering : Doctoral Thesis, 2012. — 96 p.
3. Boonkuernoor, N. A Study to determine the relationship between emulsification and tack of offset lithographic inks /

Naruchart Boonkuernoon. — Rochester Institute of Technology : RIT Scholar Works, 1994. - 147 p.

4. Жальрек В. et al. Study of Rheological Properties and Tack of Offset Printing Inks. International circle. Issue № 4, 2011, 18–23.

5. Leach, RH& Pierce, RJ& Hickman, EP& MacKenzie, MJ& Smith, HG (Eds.), The Printing Ink Manual, 2007, Fifth Edition, p. 766–803.

6. Бозоян, М. А. Влияние режимов подачи увлажняющего раствора на оптические и градационные характеристики оттиска в листовой офсетной печати / М. А. Бозоян, Н. А. Нечипоренко // Известия высших учебных заведений. Проблемы полиграфии и издательского дела. — 2015. — № 3. — С. 3–13.

7. Kushlyk, B. Adjustment of Ink and Water Supply in Offset Printing // Journal of Materials Science and Engineering. 3 (8) (2013). — P. 545–550.

8. Пат. 2044752 РФ, МПК С 09 D 11/00. Типографские краски и чернила / Листратенко В. И., Дембовская Ю. В. ; заявитель и патентообладатель Всесоюзный научно-исследовательский институт полиграфии. — № 4893418/05 ; заявл. 12.01.1990 ; опубл. 27.09.1995. — Режим доступа : <http://www.freepatent.ru/patents/2044752> (дата обращения: 01.02.2016).

9. Пат. 4677298 A US. Method of monitoring ink-water balance on a lithographic printing press / Zelmanovic D, Kishner S. J. ; заявитель и патентообладатель Kollmorgen Technologies Corporation. — № US 06/618,252 ; заявл. 07.06.1984 ; опубл. 30.06.1987. — Режим доступа : <http://www.google.com/patents/US4677298> (дата обращения: 11.02.2016).

10. Добрицына, Р. Методы оценки взаимодействия увлажняющих растворов с краской / Р. Добрицына, Г. Котова // Полиграфия. — 2006. — № 5. — С. 15–16.

ВАРЕПО Лариса Григорьевна, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Метрология и приборостроение» Омского государственного технического университета.

БРАЖНИКОВ Андрей Юрьевич, начальник печатного центра, ООО «Омскбланкиздат». Адрес для переписки a_brazhnikov@bk.ru

Статья поступила в редакцию 11.03.2016 г.

© Л. Г. Варепо, А. Ю. Бражников

УДК 621.983.7

В. А. КОНОВАЛОВ
А. В. ГАКОВ
С. И. ЗАЯЦ

Омский государственный
технический университет

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СХЕМ ОБЖИМА ТОЛСТОСТЕННЫХ ТРУБНЫХ ЗАГОТОВОК В КОНИЧЕСКИХ МАТРИЦАХ

В статью представлены результаты экспериментальных исследований формоизменения и силового режима обжима толстостенных трубных образцов матрицами с конической воронкой в 20°. Проведен сравнительный анализ параметров деформирования по двум схемам: «свободный» обжим и обжим «с оправкой внутри необжимаемого участка». Полученные данные могут быть использованы при разработке технологических процессов штамповки полых изделий переменного поперечного сечения с утолщенной стенкой.

Ключевые слова: обжим, толстостенная трубная заготовка, матрица с конической полостью.

Обжим в матрицах осесимметричных оболочек интересует исследователей и практиков технологий кузнечно-штамповочного производства как эффективная операция получения разнообразных полых ступенчатых изделий, в том числе с переходами конической формы. В [1] показано, что применение обжима в мелкосерийном производстве вместо других операций повышает его эффективность за счет использования в качестве заготовок трубного проката и достаточно дешевой штамповой оснастки, в которой рабочие детали весьма просты в изготовлении.

Результаты изучения обжима отражены в большом количестве работ, посвященных как теоретическому анализу, так и экспериментальному изучению.

Ряд публикаций посвящен исследованию технологических возможностей обжима толстостенных заготовок. Достаточно подробный обзор по этому вопросу приведен, например, в работе [2].

Однако в этой тематике еще достаточно неизученных моментов. Сюда следует отнести и схемы реализации обжима, не относящиеся к «классической» — «свободному» обжиму (рис. 1а). Например, в течение последних лет завершены научные труды, касающиеся совмещения обжима с другими формоизменяющими операциями [1, 3], а также обжиму с учетом реологических свойств деформируемого металла [4].

В предлагаемой работе поставлена цель сравнить технологические возможности обжима по схеме

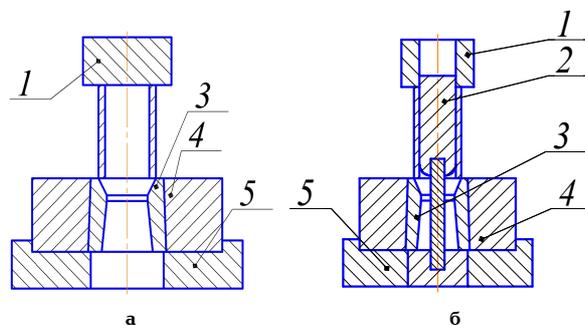


Рис. 1. Схемы обжима, изучаемые в данной работе:
а — «свободный» обжим; б — обжим «с оправкой»:
1 — пуансон; 2 — оправка; 3 — матрица; 4 — бандаж; 5 — опора

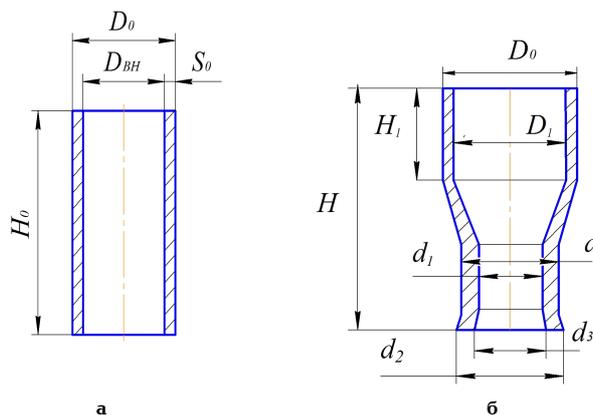


Рис. 2. Эскизы исходной заготовки и обжатого образца с обозначением размеров

Таблица 1
Размеры исходных заготовок и параметры инструмента

Номер заготовки	D_0 , мм	$D_{вн}$, мм	H_0 , мм	Угол матрицы	$K_{об}$	Наличие оправки
1	2	3	4	5	6	7
520	37,85	26,65	74,90	20°	1,25	нет
521	37,85	26,65	74,90	20°	1,25	есть
522	37,80	26,60	74,95	20°	1,30	нет
523	37,85	26,60	74,95	20°	1,30	есть
524	37,80	26,65	74,90	20°	1,40	нет
525	37,80	26,65	75,00	20°	1,40	есть
530	37,85	28,95	74,90	20°	1,25	есть
531	37,80	28,90	74,90	20°	1,25	нет
532	37,85	28,95	74,90	20°	1,30	нет
533	37,80	28,90	74,90	20°	1,30	есть
534	37,85	28,85	74,80	20°	1,40	нет
535	37,80	28,90	74,90	20°	1,40	есть
542	37,80	30,50	75,00	20°	1,25	есть
543	37,80	30,50	74,90	20°	1,25	нет
544	37,80	30,50	74,95	20°	1,30	нет
545	37,85	30,55	74,90	20°	1,30	есть
546	37,85	30,50	74,90	20°	1,40	нет
547	37,85	30,50	74,90	20°	1,40	есть

«с оправкой внутри необжимаемого участка» (рис. 16) с параметрами «свободного» обжима.

Изучаемые задачи состоят в определении влияния наличия оправки на:

— устойчивость необжимаемого участка;

— количественные показатели формоизменения и силового режима.

Работа выполнена экспериментальным методом на партии образцов из алюминиевого сплава марки «1105», отличающегося превосходными характерис-

Размеры обжатых образцов

№ заготовки	D ₀ , мм	D ₁ , мм	H, мм	d, мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	d ₃ , мм
1	2	3	4	6	7	8	9
520	38,06	26,56	79,80	30,54	16,15	30,48	18,82
521	38,04	26,61	80,35	30,44	16,40	30,54	18,72
522	38,00	26,59	79,53	29,27	14,69	29,24	17,33
523	38,15	26,60	79,75	29,25	14,69	29,25	17,14
524	*	*	*	27,08	11,46	27,13	15,12
525	*	*	*	27,18	12,22	27,11	14,89
530	38,06	28,63	79,09	30,64	18,42	30,51	21,15
531	37,80	28,67	78,90	30,54	18,26	30,51	21,26
532	38,00	28,68	77,88	29,25	16,85	29,34	19,80
533	37,90	28,65	78,42	29,16	17,25	29,28	19,64
534	*	*	*	27,12	14,00	27,11	17,20
535	*	*	*	27,05	14,27	27,11	16,64
542	37,85	30,36	78,34	30,44	20,27	30,54	22,77
543	37,98	30,42	77,96	30,27	20,10	30,52	22,91
544	38,00	30,42	77,52	29,20	18,70	29,30	21,43
545	37,89	30,43	77,72	29,16	18,26	29,27	21,32
546	*	*	*	27,05	16,20	27,16	19,13
547	*	*	*	26,92	16,22	27,14	18,86

* — точное значение не получено в связи с потерей устойчивости на необжатом участке

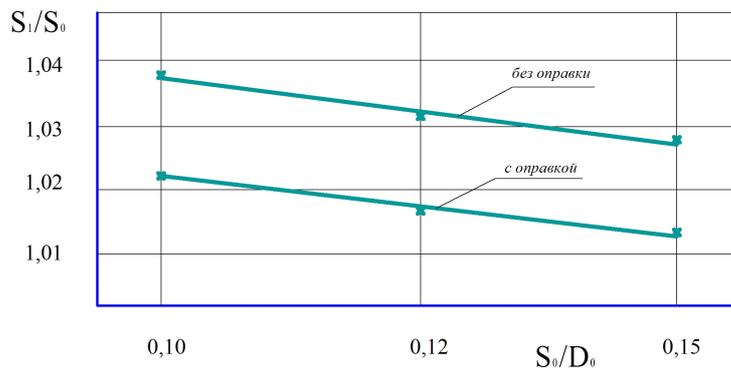


Рис. 3. Зависимость относительной толщины стенки на необжатом участке от параметра S_0/D_0 при $K_{об.} = 1,25$, $S_1 = (D - D_1)/2$

тиками деформируемости в холодном состоянии. Изготовлены заготовки токарной обработкой из сплошного профиля $\varnothing 40$ мм в соответствии с размерами согласно рис. 2а, указанными в табл. 1. Толщины стенок заготовок соответствуют значениям относительного параметра S_0/D_0 из ряда 0,10; 0,12; 0,15; 0,21.

Материал заготовок непосредственно перед деформированием был подвергнут термообработке по типовому для этой марки режиму высокого отжига: температура $350 + 10^\circ$, время выдержки 10 минут, охлаждения с печью — 30 минут.

Формоизменяющий инструмент — матрицы с конической полостью в 20° на сторону и выходными отверстиями, обеспечивающими коэффициенты обжима 1,25; 1,30; 1,40.

(Здесь и далее — коэффициент обжима: $K_{об.} = D_0/d$). Для реализации схемы по рис. 1б применяли сменные оправки диаметрами, обеспечивавшими начальный

зазор с внутренней поверхностью заготовки не более 0,05 мм.

Инструмент и заготовки смазывали минеральным маслом марки И 20.

Эксперименты выполнены на испытательной машине ИММ-4 усилием до 100 кН, где имеется возможность записи графика «усилие — перемещение».

Когда технологическое усилие требовалось больше, чем обеспечивала ИММ-4, деформировали на гидравлическом прессе модели П474А, развивающем усилие до 1000 кН.

Измерения обжатых образцов, согласно схеме на рис. 2б, и обработка полученных значений размеров выполнены по методике, приводившейся в работе [5]. Результаты замеров приведены в табл. 2.

На основании этих результатов построены графики, описывающие зависимости параметров формоизменения от характеристик инструмента и геометрии исходных заготовок (рис. 3–6).

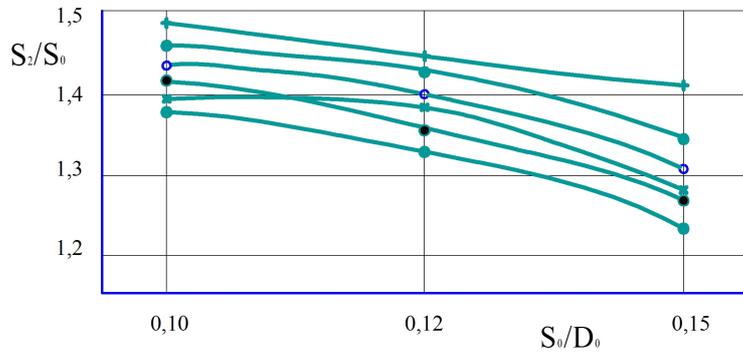


Рис. 4. Зависимость относительной толщины стенки в обжатой зоне от параметра S_0/D_0 при $K_{об}$, равном: \times — 1,25; i — 1,30; $+$ — 1,40. $S_2=(d-d_1) / 2$

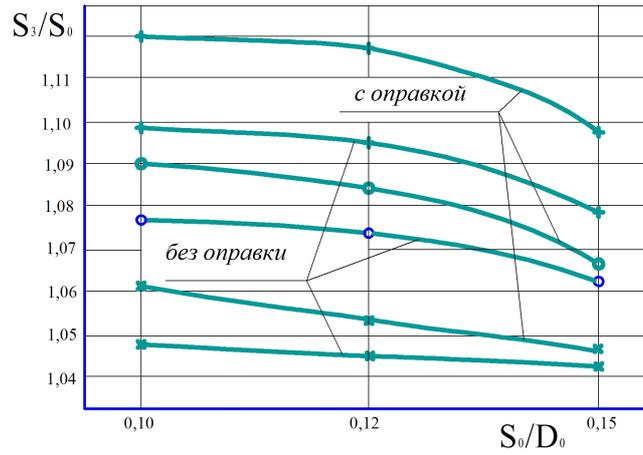


Рис. 5. Зависимость относительной толщины стенки в обжатой зоне от параметра S_0/D_0 при $K_{об}$, равном: \times — 1,25; i — 1,30; $+$ — 1,40. $S_3=(d_2-d_3)/2$

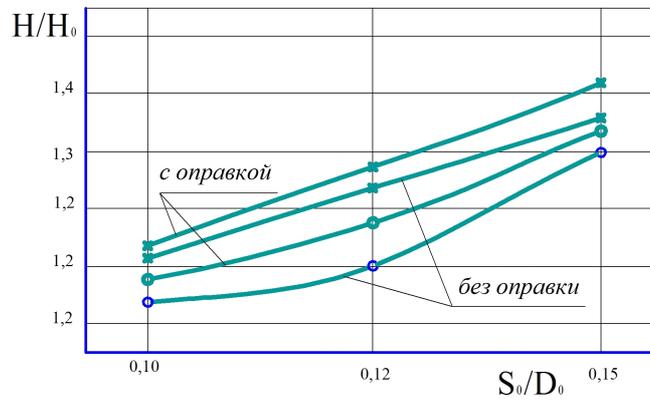


Рис. 6. Зависимость относительной длины обжатых образцов от параметра S_0/D_0 при $K_{об}$, равном: \times — 1,25; i — 1,30

Таблица 3

Величина усилий деформирования в момент выхода обжатого края из конической части матрицы, кН

№ заготовки	Схема обжима	Коэффициент обжима	S_0/D_0	Значения усилия
530	«с оправкой»	1,25	0,12	44,0
531	«без оправки»	1,25	0,12	41,5
532	«без оправки»	1,30	0,12	42,0
533	«с оправкой»	1,30	0,12	46,0
542	«с оправкой»	1,25	0,10	39,0
543	«без оправки»	1,25	0,10	36,5

Из анализа графиков очевидно нижеследующее.

1. Как при обжиге по «свободной» схеме, так и по схеме «с оправкой» имеет место снижение интенсивности утолщения стенки по всем характерным участкам образцов с увеличением S_0/D_0 , а для участков обжатой зоны — еще и с уменьшением коэффициента обжима.

2. Для необжатого участка, так же как и для краевой зоны обжатого, численно утолщение при схеме «свободного» обжима несколько больше, чем при обжиге «с оправкой».

3. В цилиндрической части обжатой зоны конечное значение толщины стенки оказалось выше для обжима «с оправкой».

4. Изменение длины деформированных образцов в сравнении с исходной, оцененное параметром H/H_0 , подчинено закономерностям: удлинение тем интенсивнее, чем больше S_0/D_0 и меньше $K_{об}$. Причем обжатые с оправкой образцы в итоге оказались длиннее штампованных без оправки.

Сравнение силового режима, отвечающего изучаемым здесь схемам обжима, по полученным на ИММ-4 данным (табл. 3) свидетельствует, что для деформирования идентичных по размерам образцов в матрицах с одинаковой геометрией требуются большие энергетические затраты при схеме «с оправкой», чем при «свободном» обжиге.

Это легко объяснимо как потерями на трение по поверхности контакта заготовки с оправкой, так и повышенным сопротивлением деформированию не обжимаемой зоны вследствие уменьшения степени свободы течения осаживающегося здесь металла. Перемещение в радиальном направлении здесь из-за наличия оправки возможно только от оси заготовки, в то время как для «свободного» обжима металл на этом участке осаживается с радиальным течением в двух направлениях, что считается менее энергозатратным.

Наблюдения за устойчивостью заготовок при обжиге по изучаемым схемам не выявили предполагавшегося преимущества схемы «с оправкой». При реализации обеих схем нарушение устойчивости в виде образования выпуклости поверхности на обжимаемом участке («бочка», «двойная бочка») происходило при $K_{об} = 1,3$ для $S_0/D_0 = 0,10$ и $S_0/D_0 = 0,12$, а для $S_0/D_0 = 0,15$ и $S_0/D_0 = 0,21$ — при $K_{об} = 1,4$.

Таким образом, можно сделать следующие выводы для изученных схем:

— использование схемы деформирования «с оправкой» в целом не обеспечивает расширения технологических возможностей обжима;

— рекомендовать использование данной схемы взамен «свободного» обжима следует лишь для тех случаев, где в результате штамповки не должен изменяться внутренний диаметр необжимаемой части изделия;

— представленные в работе графики могут служить для уточнения конечной формы и размеров полых толстостенных изделий, штампуемых в холодном состоянии с применением обжимных матриц с указанными параметрами из заготовок с S_0/D_0 от 0,10 до 0,21.

Библиографический список

1. Трубные заготовки: технологический аспект раздачи и обжима / Е. Н. Сосенушкин [и др.] // Вестник МГТУ «Станкин». — 2010. — № 4 (12). — С. 36–40.
2. Коновалов, В. А. Формоизменение и силовой режим при обжиге толстостенных трубных заготовок : моногр. / В. А. Коновалов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. — 112 с.
3. Митин, О. Н. Компьютерное моделирование совмещения операций обжима, обжима с утонением и обратного выдавливания толстостенных трубных заготовок / О. Н. Митин, С. С. Яковлев // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. — 2015. — № 10. — С. 14–20.
4. Пилипенко, О. В. Обжим и раздача трубных заготовок из анизотропных материалов // Заготовительные производства в машиностроении / О. В. Пилипенко. — 2000. — № 11. — С. 18–23.
5. Особенности формоизменения краевой зоны цилиндрического участка полых образцов с относительно толстой стенкой, обжатых в конической матрице / В. А. Коновалов [и др.] // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2014. — № 2 (130). — С. 68–72.

КОНОВАЛОВ Валерий Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение».

ГАКОВ Андрей Викторович, магистрант гр. Мм-142 факультета элитного образования и магистратуры.
ЗАЯЦ Сергей Игоревич, магистрант гр. Мм-142 факультета элитного образования и магистратуры.
Адрес для переписки: mitomd55@mail.ru

Статья поступила в редакцию 16.03.2016 г.

© В. А. Коновалов, А. В. Гакон, С. И. Заяц

Книжная полка

Теоретические основы рекуперации тепловых потерь в мобильной компрессорной установке с применением холодильных циклов : учеб. пособие / В. Л. Юша [и др.]. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 66 с.

Рассмотрены способы рекуперации тепловых потерь мобильной компрессорной установки. Представлены возможные структурные схемы мобильных компрессорных установок с системой рекуперации тепловых потерь. Для каждого из рассмотренных вариантов выполнен термодинамический анализ энергетической эффективности; установлена ее зависимость от основных режимных факторов, влияющих на работу установки. Приведены примеры решения задач и даны задачи для самостоятельного расчета различных систем рекуперации тепловых потерь мобильной компрессорной установки. Предназначено студентам, обучающимся по направлениям «Технологические машины и оборудование» и «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения».