

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 5 • май • 2018



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:339.137.2

АСПЕКТЫ СОЗДАНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ГРУППЫ ЭКСПЕРТОВ ПРИ РЕШЕНИИ ПРОБЛЕМ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ АВТОПРОМА

Д-ра техн. наук КОЗЛОВСКИЙ В.Н. и АНТИПОВ Д.В.,
канд. техн. наук ПАНЮКОВ Д.И., КЛЕЙМЕНОВ С.И.
Самарский ГТУ, Тольяттинский ГУ,
Поволжский ГУ сервиса, ООО "Бизнес-Консалт"
(846.278-44-60)

Представлены результаты разработки и реализации методики подбора членов экспертной группы для эффективного решения проблем качества.

Ключевые слова: автомобильная промышленность, мониторинг качества.

Kozlovskiy V.N., Antipov D.V., Panyukov D.I.,
Kleimenov S.I.

ASPECTS OF CREATING A PROFESSIONAL GROUP OF EXPERTS WHILE SOLVING PROBLEMS OF QUALITY OF AUTOPROM PRODUCTS

The article presents the results of the development and implementation of a methodology for selecting members of an expert group to effectively address quality problems.

Keywords: automotive industry, quality monitoring.

При работе с межфункциональными командами специалистов в рамках консалтинга по методам управления качеством, в частности по методу FMEA (анализ видов и последствий отказов), часто возникают проблемы, связанные с разбросом по эффективности работы таких команд (кто-то справляется с заданиями быстро и без большого участия консультанта, а кто-то наоборот, постоянно требует помочь разобраться или помочь принять правильное решение). Такая разница в эффективности работы связана со многими факторами, например, с общим уровнем компетенций в команде по методу FMEA (анализ причин и последствий отказов), мотивацией участников, опытом работы

в командах. Но часто именно психологическая совместность и наличие в команде лидера дают возможность резко поднять уровень работы команды, так как позволяют не тратить время на ненужные споры и конфликты, отвлечённые беседы, непоследовательность в работе и т.п. [1–2].

Сначала несколько слов о самом методе и роли команды в нём. Применение FMEA включает ряд последовательных этапов, каждый из которых нужно четко планировать и выполнять для достижения целей анализа. Полный цикл составляют: планирование и подготовка FMEA, в том числе формирование команды экспертов; структурный и функциональный анализ объекта исследования; определение видов потенциальных дефектов, их последствий и причин; оценка комплексного риска и ранжирование дефектов по степени комплексного риска; определение и внедрение мероприятий по доработке (оптимизации) конструкции или технологического процесса; актуализация FMEA по результатам мероприятий, повторная оценка комплексного риска; архивирование результатов; пересмотр FMEA. В табл. 1 приведён фрагмент основного плана работ с разбивкой на конкретные задачи в рамках каждого этапа и предполагаемых исполнителей на этапах, полную версию можно найти в работе [2].

Нулевой этап, показанный в этой таблице, — инициация — имеет очень большое значение, так как метод требует точной, последовательной, даже в чём-то рутинной работы, с одной стороны, и креативной — с другой, поэтому сильно чувствителен как к компетентности экспертов, так и к их умению и психологическим возможностям работать в команде. Компетентность и креативность развиваются в процессе изучения исследуемого предмета в рамках работы межфункциональной команды, члены которой обмениваются соответствующим опытом и знаниями в целях повышения своего творческого потенциала, необходимого для определения потенциальных дефектов, даже маловероятных в исследуемом объекте. Точность

вырабатывается в процессе систематической, правильной и полной реализации всей процедуры *FMEA*. Совместимость же очень трудно обеспечить без анализа психотипов участников команды.

Существует достаточно много различных способов оценки и анализа психологической совместимости проектных, межфункциональных команд, но мы в своей работе применили один из известных и эффективных методов — типологию Майерс—Бригс (*MBTI*) [3—4]. Типологический опросник Майерс—Бриггс разработан на основе личностной типологии швейцарского психолога К.Г. Юнга, т.е. отличается от многих психологических тестов наличием достаточно серьёзного теоретического подхода. Кроме того, шкалы *MBTI* являются индикаторами базисных предпочтений человека, свойственных ему на протяжении всей жизни. По утверждению Юнга, все склонности человека, его симпатии и антипатии по отношению к другим людям, событиям и жизненным проблемам коренятся в изначальном расхождении этих предпочтений.

Нами проводилось тестирование значительного числа инженеров различных направлений деятельности из предприятий автомобильной отрасли в рамках их обучения на семинарах, посвящённых изучению метода *FMEA*. Целью его является выявление основных типов личности, наличие которых просто необходимо в любой команде для нормальной работы.

Сначала определяли психологический тип каждого участника, после чего формировались 2...3, иногда

4 группы, одна из которых была с максимальным присутствием разных типов и темпераментов, другая — с преобладанием только одного-двух типов и темпераментов.

Прежде чем переходить к описанию теста, думается, нужно несколько подробнее изложить суть методики *MBTI*. Она позволяет выявлять у каждого человека четыре основных предпочтения, комбинация которых составляет его индивидуальный профиль. Соответственно, психологический тип, или тип личности, описывается формулой из четырёх индексов: первый указывает на способ пополнения запаса энергии (шкала "экстраверсия—интроверсия"), второй — на способ сбора информации (шкала "сенсорность—интуиция"), третий — на способ принятия решений (шкала "мышление—чувствование") и четвёртый — на способ организации взаимодействия с внешним миром (шкала "решение—восприятие"). Несмотря на то что реальность комплексна и "чистые" типы личности встречаются не так часто, методика позволяет установить индивидуальный профиль достаточно детально. Рассмотрим кратко характеристики основных шкал опросника.

Шкала **E—I** указывает на источники энергии. Представители экстравертного типа (**E**) фокусируются на внешнем мире людей и окружающей среде. Представители интровертного типа (**I**) фокусируются на своём внутреннем мире (переживаниях и представлениях).

Шкала **S—N** указывает на способ сбора информации. Представители сенсорного типа (**S**) больше поглощены реальным миром вокруг себя, поэтому образы и идеи, которые они не могут "потрогать", не привлекают их внимания. Представители интуитивного типа (**N**) при восприятии окружающего мира используют свои осознаваемые или неосознаваемые ассоциации и представления, интуицию, стремятся выйти за пределы непосредственно данного и известного, понять значение, смысл, связи и отношения.

Шкала **T—F** указывает на способ принятия решения. Представители мыслительного типа (**T**) стараются выносить суждения относительно полученной информации на основе объективного и беспристрастного анализа причин и следствий, фактов, в том числе неприятных. Представители чувствующего типа (**F**) ориентируются на чувства и эмоции, стараются поставить себя на место другого человека, понять его проблемы.

Шкала **J—P** указывает на способ взаимодействия с внешним миром. Представители решающего типа (**J**) склонны к вынесению суждений. Главное место в отношении к миру у таких людей занимает функция принятия решений. Представители воспринимающего типа (**P**) склонны к созерцательной позиции. Главное место в отношении к миру у них занимает функция сбора информации. Такие люди стремятся жить гибко и спонтанно, больше хотят понимать жизнь, а не контролировать её.

Тип личности представляет собой комбинацию из четырёх выраженных у человека предпочтений. Всего выделяется 16 психологических типов (табл. 2). Пред-

Таблица 1

№	Этап	Задачи	Исполнители
0	Подготовка и планирование (инициация)	Определение целей, задач и ограничений для конкретного <i>FMEA</i>	Координатор от общего проекта
		Формирование <i>FMEA</i> -команды. Планирование работы команды (график работы)	Заказчик
		Описание функций участников команды. Определение способов и временных точек контроля за работой команды	Подразделение, ответственное за проектирование
		Сбор и подготовка документации для команды по рассматриваемому объекту анализа	Руководитель <i>FMEA</i> -команды
1	Структурирование	Ознакомление с предложенными проектами конструкции или технологического процесса (первый сбор команды)	Руководитель <i>FMEA</i> -команды
		Структурирование объекта анализа — блок-схемы, параметрические схемы, карты потока и т.п. Нумерация и обозначение компонентов или технологических операций	Участники команды
...

стители каждого типа характеризуются определёнными поведенческими особенностями в таких сферах жизни, как повседневное общение, профессиональная деятельность, личные взаимоотношения, 16 психологических типов подразделяются на четыре темперамента (табл. 3).

Представители каждого темперамента имеют свои особенности.

Сенсорно-воспринимающие личности (SP) отличаются общительностью, активностью и реализмом. Прагматические и находчивые, они являются хорошими торговцами, удачно преодолевающими трудные ситуации.

Сенсорно-решающие личности (SJ) отличаются чувством долга и основательностью, порядком и строгостью в выполнении заданий. Это организаторы, способные к планированию и делопроизводству.

Интуитивно-чувствительные (NF) стремятся к пониманию себя и смысла жизни, любят гармонию в жизни, внимательны и эмпатичны. Наиболее удачно их способности реализуются в сфере человеческих отношений.

Интуитивно-логические личности (NT) находятся в исследовательском поиске, стремятся к пониманию мира. Это требовательные люди, обращённые в будущее, хорошие аналитики, творцы и организаторы систем.

Тестирование проводится среди предполагаемых участников команды — из максимально возможного числа. Стоить отметить, что такое тестирование и вообще отбор в команду по психологическим типам будет иметь смысл только в случае достаточно больших предприятий, где в качестве претендентов могут быть протестированы не менее 15—20 человек, из которых требуется сформировать эффективную команду.

Данный тест лучше проводить до того, как запланированы конкретные кандидатуры на повышение

Таблица 2

Психологические типы		Сенсорные		Интуитивные	
		Мыслительный	Чувствующие	Мыслительный	
Интровертные	Решающий	ISTJ	ISFJ	INFJ	INTJ
	Воспринимающие	ISTP	ISFP	INFP	INTP
Экстравертные		ESTP	ESFP	ENFP	ENTP
	Решающий	ESTJ	ESFJ	ENFJ	ENTJ

Таблица 3

Темпераменты			
SP	SJ	NF	NT
ESFP	ESFJ	ENFJ	ENTJ
ISFP	ISFJ	INFJ	INTJ
ESTP	ESTJ	ENFP	ENTP
ISTP	ISTJ	INFP	INTP

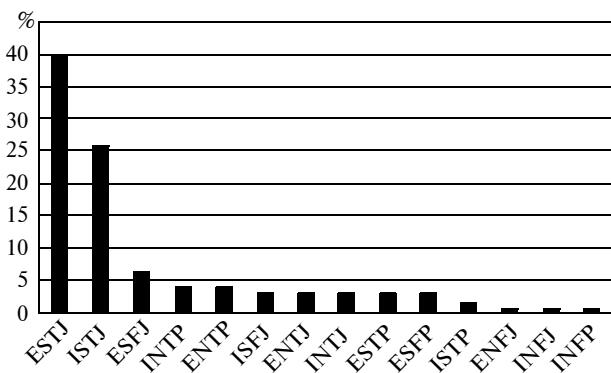


Рис. 1. Распределение психотипов при анализе FMEA-команд

квалификации по методу *FMEA*, так как иногда значительно легче обучить нужного, с психологической точки зрения, для команды человека, чем потом наблюдать за командой, в которой нет согласия.

Участникам предлагалось заполнить опросник, оформленный в виде таблицы, в которой содержится 32 вопроса и два варианта ответа на каждый из них. Опросник основан на типологическом опроснике Майерс—Бриггс. В качестве пар вопросов были выбраны крайние характеристики того или иного типа личности. Тестируемым необходимо было оценить в баллах оба варианта каждой пары ответов, в соответствии с тем, кем им хотелось бы быть (а не в соответствии со своим обычным поведением). Таким образом, участники должны распределить 5 баллов между вариантами каждой пары по степени предпочтения (5 — наиболее предпочтительный, 0 — наименее предпочтительный вариант). То есть использовать нужно было только целые числа: 5 и 0; 4 и 1; 3 и 2; 2 и 3; 1 и 4; 0 и 5.

Данный метод опроса и определения психологических типов не даёт точного попадания в конкретный тип личности, но даёт возможность оперативно оценить примерный психотип. Если следовать традиционному подходу в подобном тестировании, то точность попаданий в психотип увеличится, но само тестирование, а самое главное и анализ результатов будут занимать значительно большее время, что в условиях краткосрочных семинаров было бы неоправданно.

Результаты тестирования. Анализ результатов тестирования показал очень интересные закономерности. Оказалось, что в группах по обучению методу *FMEA* очень большую долю составляют участники с темпераментом SJ и психотипами ISTJ и ESTJ, а темперамент NT и психотипы INTP и ENTP, INTJ и ENTJ несколько более редки. Остальные же темпераменты и психотипы встречаются значительно реже. Распределение психотипов среди участников *FMEA*-команд сильно неоднородно (рис. 1). Около половины составляет психотип ESTJ (49 %), примерно четверть составляет психотип ISTJ (26 %), остальных не более 6 % на психотипах.

Если посмотреть на распределение по темпераментам (рис. 2), то три четверти составляет темперамент SJ, 15 % — темперамент NT, SP — 8 %, NF — 2 %. Это распределение показалось для авторов удивительным,

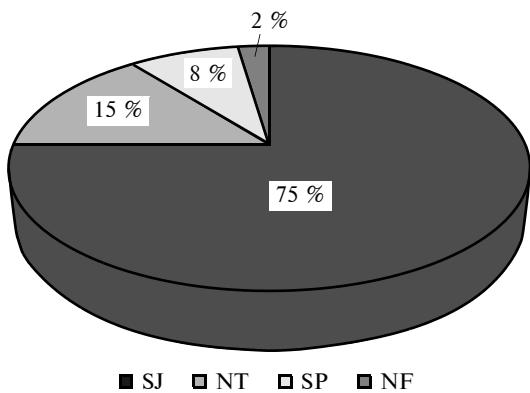


Рис. 2. Распределение темпераментов при анализе FMEA-команд

так как такого преобладания одного темперамента ожидать было трудно. Основным объяснением такого явления мог быть узкопрофессиональный состав команд — большинство участников были инженерами-конструкторами и инженерами-технологами с не менее чем 2–3-летним опытом работы на предприятии. Ещё была мысль, что это проблема с адекватностью методики, но неоднократные проверки метода на разных семинарах, где состав более разнообразен, показал, что такого засилья SJ-темперамента не наблюдалось.

Рассмотрим эффективность работы четырёх FMEA-команд на основе анализа психотипов их участников. Анализ проводился во время одного из семинаров по изучению метода. В табл. 4 приведено распределение участников команд по психотипам и относительная скорость выполнения практических заданий в рамках семинара. Видно, что команды, в составе которых присутствует большее количество темпераментов (три темперамента — SJ, NT, SP), выполняют свои задания на 20–25 минут быстрее (контрольное время задания 60 минут), чем та, где присутствует один темперамент (SJ).

Стоит отметить, что этот результат нельзя отнести только на счёт распределения темпераментов и психотипов в командах, существенное влияние также может привнести и уровень подготовки в рамках процедуры FMEA, но в данном примере разброс по уровню знаний был небольшой, так как данный семинар проводился впервые на предприятии и преподаватель провёл предварительный опрос по знанию положений метода FMEA. Интересно, что в трёх командах, показавших более быстрый результат, присутствует по одному психотипу — ESTP. Представитель этого психологического типа ориентирован на действия, прагматичен, находчив и реалистичен. Предпочитает действовать наиболее эффективным образом. Если он становится лидером команды, то "...С готовностью берёт на себя ответственность в критических ситуациях. Легко убеждает других в своей правоте. Склонен к авторитарному стилю руководства. Выбирает способ действий, соответствующий ситуации, стремится к действиям и быстрым результатам" [4]. Что и происходило в этих командах, хотя и в разной степени, в зависимости от то-

го, стал ли этот психотип лидером или нет. Ведь стоит помнить, что не всегда скорость работы идёт рука об руку с качеством, чаще наоборот. Вот и в этом случае группа 4, где лидером был психотип ESTP, хотя и была быстрее всех, но пропустила несколько важных аспектов при анализе причин дефектов.

Общий вывод по результатам тестирования следующий: чем больше в команде различных темпераментов, тем более активно команда взаимодействует и быстрее находит эффективный путь работы. Но для такой структурированной, разнообразной по компетенциям и с большим объёмом однотипных действий по анализу, методикой FMEA, необходимы в основном усидчивые и ответственные люди (темперамент SJ), поэтому костяк команды должен состоять именно из них. Но без отдельных соорганизующих команду в единое целое и не дающих распыляться на посторонние задачи личностей также не обойтись (NT). Ещё очень нужны люди, которые могут формулировать нестандартные идеи, а также люди, которые обладают хорошими аналитическими способностями, они позволят преодолевать трудности, возникающие на пути работы команды.

Теперь сформулируем правила формирования FMEA-команды как с точки зрения её структуры и функционала, так и психологической совместимости.

FMEA-команда представляет собой временный коллектив, созданный специально для цели анализа и доработки системы, конструкции и процесса изготовления данного технического объекта. Командный подход имеет следующие основные преимущества: возможность использования большего объёма знаний и опыта, чем у одного инженера (причём из разных профессиональных областей); более свободный доступ и использование информации об объекте анализа; значительно быстрее согласовываются и принимаются решения; параллельная работа вместо последовательной и как результат — значительная экономия времени; стимулируется сотрудничество между подразделениями и разрушаются функциональные барьеры; обогащение членов команды новыми знаниями и развитие их творческого потенциала.

Таблица 4

Показатель	Группы			
	1	2	3	4
Состав групп по психотипам (число чел.)	ESTJ (2), ISTJ (1), ESFJ (1), INTP (1), ESTP (1)	ESTJ (4), ISTJ (3), ESFJ (1)	ESTJ (3), ISTJ (2), ESFJ (1), ESTP (1)	ESTJ (3), ISTJ (1), ESFJ (1), ENTP (1), ESTP (1)
Число психотипов	5	3	4	5
Число темпераментов	3	1	2	3
Время выполнения задания, мин	45	65	50	40

Для эффективной работы все члены *FMEA*-команды должны иметь практический опыт и высокий профессиональный уровень. Этот опыт предполагает для каждого члена команды значительную работу в прошлом с аналогичными техническими объектами.

Число участников *FMEA*-команды — не менее 3 человек, в зависимости от необходимости может быть до 8—10 человек. Полный состав участников *FMEA*-команды для работы с данным техническим объектом должен быть неизменным, однако в отдельные дни в работе *FMEA*-команды может принимать участие неполный её состав, что определяется целесообразностью присутствия тех или иных специалистов при рассмотрении текущего вопроса.

Рекомендуется, чтобы члены *FMEA*-команды в совокупности имели практический опыт в следующих областях деятельности: конструирование аналогичных технических объектов; процессы производства компонентов и сборки; технология контроля в ходе изготовления; анализ работы соответствующих технологических процессов, возможные альтернативные технологические процессы; анализ поведения аналогичных технических объектов в эксплуатации; техническое обслуживание и ремонт; анализ частоты дефектов и контроля работы соответствующего оборудования и персонала.

Кроме наличия вышеперечисленных компетенций, все члены команды должны пройти обязательное обучение по принципам применения методики, ознакомится с внутренними документами, регламентирующими проведение *FMEA*, а также владеть всеми методами, с которыми так или иначе связана методика. Например, функциональный анализ, QFD, SPC, APQP (ANPQP).

В состав *FMEA*-команды обычно включаются лица следующих специальностей: конструктор, технолог, сборщик, испытатель, контролёр. При необходимости в состав команд могут быть привлечены также специалисты с практическим опытом в других областях деятельности.

В команде должен быть определён ведущий, которым может быть любой из членов команды, признаваемый остальными как лидер в рассматриваемых вопросах. Профессионально ответственным в *DFMEA*-команде является конструктор, а в *PFMEA*-команде — технолог. Ведущий выбирается на этапе формирования команды, до выпуска приказа. Основные задачи ведущего — организационная и методическая. Он следит за организацией работы команды — участвует в планировании работы (в том числе на более высоком уровне планирования, где взаимодействует с ответственными за соответствующие этапы общего проекта), подготовке заседаний, осуществляет распределение ролей внутри команды, организует сбор необходимой для анализа информации и т.п. Кроме того, на ведущего возлагается обязанность за правильное проведение работ в рамках методики.

Ответственность за проведение *FMEA* в рамках проекта возлагается обязательно на одно лицо, но сбор входных данных для *FMEA* следует осуществлять

командой, так как обычно необходимо иметь информацию от различных подразделений предприятия, и эти подразделения часто уже представлены в команде.

На небольших предприятиях очень часто создаётся единая команда, которая отвечает за проведение обоих типов *FMEA*. В зависимости от необходимости и поставленных задач собирается тот или иной состав команды, но необязательно весь списочный. Для решения повседневных проблем по анализу дефектов собирается основная группа, для проведения конкретных видов *FMEA* — к основной группе привлекаются дополнительные сотрудники.

По формированию психологически совместимой *FMEA*-команды следует дать ряд рекомендаций. Как видно из результатов исследования психотипов в командах по *FMEA* на предмет эффективности взаимодействия и достижения цели работы, наиболее хорошие результаты по времени выполнения заданий по различным этапам применения метода показывают команды, у которых в составе имеются участники со следующим набором темпераментов: SJ (*сенсорно-решающие личности*) и NT (*интуитивно-логические личности*). Это так называемый основной рабочий состав, который может эффективно выполнять рутинную и креативную часть работы. Остальные темпераменты также могут присутствовать, но не более одного на команду — 1 NF и 1 SP. Эти темпераменты позволят сплотить команду и более эффективно руководить ею.

Если рассматривать непосредственно психотипы, то здесь набор может быть в принципе любым, но есть несколько психотипов, наличие которых в команде позволит ей работать эффективнее: **ESTJ** — хорошо оценивает риски и будущие проблемы, выступает с обоснованной критикой (основной состав команды); **ISTJ** — стабильно выполняет работу в соответствии с расписанием, выполняет обещания и доводит начатое дело до конца (основной состав команды); **INTJ** — привносит в работу свои способности к системному мышлению и проектированию, организует идеи, разрабатывая планы действий (основной состав команды); **INTP** — проектирует сложные системы, привносит в работу умение вести поиск решения сложных проблем, а также выдвигает яркие идеи, относящиеся к текущей работе, использует логический, аналитический и критический методы мышления, стремится выявить суть проблемы (основной состав команды); **ISTP** — действует как устранитель конфликтов и критических ситуаций в соответствии с требованиями момента (не более одного человека); **ENTP** — воспринимает ограничения как препятствия, которые необходимо обойти, предлагает новые способы выполнения работы, привносит концептуальное и системное видение проблем, берёт на себя инициативу и побуждает окружающих к действиям, любит решать сложные проблемы (не более одного человека); **ENFJ** — стремится быть лидером и фасилитатором, облегчающим групповую работу, поощряет сотрудничество, предпочитает делать продуктивные выводы из обсуждений (не более одного человека); **ESTP** — проводит переговоры и ищет компромисс, чтобы обеспечить бесперебойную

Таблица 5

Примерный набор психотипов и распределение ролей в FMEA-команде	
Основной рабочий состав	Дополнительные участники, регулирующие работу команды
3 чел. — SJ (1 ESTJ + 2 ISTJ), 2 чел. — NT (ENTP + INTJ)	1 чел. — SP (ESTP) — ведущий, 1 чел. — NF (ENFJ) — помощник ведущего

бойную работу, динамичен, трезво оценивает ситуацию и идёт на оправданный риск (один на команду). Примерный состав команды по психотипам, с учётом их возможной роли в команде, представлен в табл. 5.

Таким образом, экспресс-диагностика позволяет с достаточной точностью понять психотип специалиста и составить более эффективные с точки зрения психологической совместимости и наилучшего взаимо-

действия команды для FMEA. При этом стоит сказать, что данные рекомендации носят общий характер и в каждом конкретном случае какие-либо другие аспекты могут оказывать более сильное влияние на качество работы команды, например, уровень квалификации в FMEA и в профессиональной области, возраст, авторитет, уровень подчинённости и даже наличие или отсутствие в команде дам.

Литература

- Панюков Д.И. Фундаментальные основы FMEA для автомобилестроения: монография / Д.И. Панюков, В.Н. Козловский. — Самара: Издательство СамНЦ РАН, 2014. — 150 с.
- Панюков Д.И. Эффективное применение метода анализа видов, последствий и причин потенциальных дефектов (FMEA) в автомобилестроении: монография / Д.И. Панюков, В.Н. Козловский — Самара: АНО "Издательство СНЦ", 2016. — 202 с.
- Крегер О., Тьюсон Дж.М. Типы людей и бизнес: Как 16 типов личности определяют ваши успехи на работе / Пер. с англ. М.: Персей: АСТ, 1995.
- Овчинников Б.В., Владимирова И.М., Павлов К.В. Типы темперамента в практической психологии. 2003. — 288 с.



Очередной **Международный автомобильный научный форум "ТЕХНОЛОГИИ И КОМПОНЕНТЫ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ"** пройдёт **18–19 октября 2018 года** в НАМИ в рамках официальных мероприятий Ассоциации автомобильных инженеров под патронажем FISITA и SAE.

К обсуждению на **МАНФ-2018** предложены следующие направления:

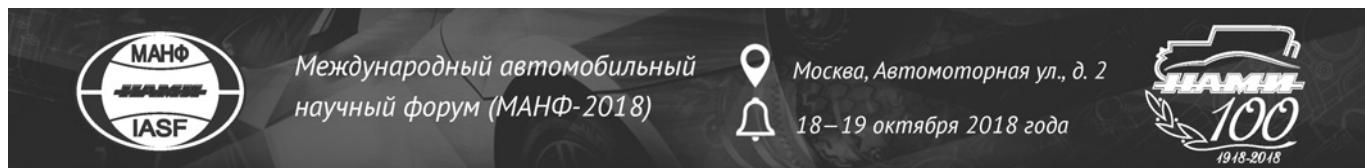
- перспективы развития новых видов наземного транспорта: бескабинного, автономного (беспилотного);
- современные тренды в системах помощи водителю (ADAS);
- системы управления транспортными потоками, коммуникации автомобилей, инфраструктуры и человека;
- технические средства перспективного наземного транспорта: техническое зрение, навигационные системы, дополнительное оборудование;
- бортовые и стационарные системы моделирования дорожной обстановки и движения автомобиля;
- нормативно-правовая база автономного движения, проблемы проведения испытаний (в том числе на дорогах общего пользования) и сертификаций технических средств для автономных автомобилей;
- информационная безопасность систем автономного движения;
- социально-экономические проблемы внедрения автономных автомобилей;
- интеллектуальные автономные системы управления и их компоненты для сельскохозяйственной техники.

Формат **МАНФ-2018** предусматривает работу на двух площадках.

В первый день, 18 октября 2018 г., на московской территории НАМИ (ул. Автомоторная, 2) состоятся пленарная сессия, круглый стол и специализированная выставка с участием ведущих учёных, разработчиков и производителей в области автономных (беспилотных) транспортных средств и их компонентов.

Во второй день, 19 октября 2018 г., на дмитровском Автополигоне НАМИ (пос. Автополигон Московской обл.) запланированы демонстрационные испытания интеллектуальных транспортных систем и их компонентов, а также работа тематических секций, включая секцию аспирантов и студентов.

Информация организационного комитета форума размещена и обновляется на сайте: iasf.nami.ru



●
ОАО "БелАЗ" реализует единственный в России проект по полной модернизации карьерных самосвалов совместно с сервисной службой дилерской компании "БелАЗ-24" и ЗАО "Стройсервис". Для его реализации заводом разработана конструкция и налажено производство усиленных рам нового образца.

На кузбасском разрезе "Березовский" введены в эксплуатацию первые два самосвала БелАЗ-75306 (грузоподъёмностью 220 т), капитально отремонтированные в рамках новой программы. В процессе модернизации специалисты сервисной службы "БелАЗ-24" совместно с работниками автоуправления разреза выполнили полную разборку карьерного самосвала, его дефектовку, замену рамы на новую усиленную, восстановление всех элементов кабины оператора, всех узлов и агрегатов, замену силовых кабелей и низковольтных жгутов электропроводки, а так-



же сварку грузовой платформы, покраску и пуско-наладочные работы.

Реализация данного проекта позволяет не только продлить сроки эксплуатации машин, но и сэкономить немало времени и средств, благодаря тому, что работы выполняются по месту эксплуатации техники. По сравнению же с новым автомобилем модернизированный БелАЗ-75306 обходится потребителю дешевле в несколько раз.

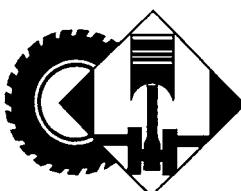
Специалисты приступили к ремонту третьего автосамосвала, ввод которого в эксплуатацию ожидается во втором квартале. В следующем году накопленный опыт по модернизации карьерных самосвалов БелАЗ планируется распространить и на другие горнодобывающие предприятия.

ОАО "БелАЗ" направляет немалые ресурсы на максимальное обеспечение потребителей сервисным сопровождением самого высокого уровня. Фирменная сеть обслуживания присутствует в 15 странах мира и насчитывает 32 сертифицированных сервисных центра, в которых заняты более 1500 квалифицированных специалистов. Постоянный непосредственный контакт с потребителями сокращает до минимума сроки реагирования на возникающие проблемы в работе карьерной техники БелАЗ, на запросы и требования эксплуатационников.

●
Пробная сборка первой опытной партии из 20 единиц автомобилей КамАЗ-54901 (семейство "К5") запланирована на

сентябрь 2018 г. По результатам её, если потребуется, будут внесены изменения в конструкторскую документацию и производственный процесс. В настоящее время идёт проектирование технологий и их внедрение. Подзадачами выступают два новых проекта — внедрение автоматизации подготовки производства и система "Электронный техпроцесс".

По автоматизации технологической подготовки производства — уже до конца года все заводы будут охвачены этим проектом, и это позволит увидеть реальную потребность в ресурсах, синхронизировать подготовку производства по всем направлениям и др. Что касается электронных техпроцессов, этот инструмент должен быть готов к запуску серийного производства семейства К5, которое планируется в первом квартале следующего года. Пока систему только начали проектировать. Задача — полностью цифровизовать работу технолога.



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И МАССОИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

НЕТРУСОВ А.Н., д-р техн наук ФОМИН В.М.

Московский политехнический университет (МАМИ)
(a.netrusov@mail.ru)

Приводятся результаты конечно-элементного анализа прочностных и массоинерционных характеристик ротора турбокомпрессора с рабочими колёсами, выполненными из композиционных материалов. Графические схемы напряженно-деформируемых состояний и обобщённых перемещений РК, приведённые в работе, позволяют выявить характер распределения напряжений и обобщённых перемещений.

Ключевые слова: турбокомпрессор, рабочие колёса турбокомпрессора, центробежный компрессор, композитный материал, полимерная матрица, углеродное волокно.

Netrusov A.N., Fomin V.M.

STUDY OF STRENGTH AND MASS-INERTIAL CHARACTERISTICS OF THE TURBOCHARGER ROTOR MADE OF COMPOSITE MATERIALS

The results of finite element analysis of strength and mass-inertial characteristics of the turbocharger rotor with impellers made of composite materials were described. Graphic diagram of stress-strain state and displacements of impellers, is given in the work, reveals distribution of stresses and displacements.

Keywords: turbocharger, impellers of the turbocharger, centrifugal compressor, composite material, polymer matrix, carbon fiber.

Турбонаддувные дизели — наиболее распространённый вариант данного типа ДВС. Однако при всех преимуществах, которые даёт применение турбокомпрессоров, проблемой остаётся их недостаточная эксплуатационная надёжность: на отказы системы наддува приходится 8–26 % общего числа отказов двигателя [1]. Главным образом, эти отказы обусловлены

высокой нагрузкой, действующей на подшипниковый узел. Второй проблемой современных систем наддува транспортных дизелей остаётся инерционность ротора турбокомпрессора. По этой причине в момент перехода двигателя на мощностной режим наблюдается замедленный отклик турбокомпрессора на увеличение подачи топлива — так называемая "турбояма". После её преодоления системой наддува возникает скачок мощности — "турбоподхват", характеризующийся ростом динамических нагрузок на детали двигателя. Известно, что длительность этих режимов прямо пропорциональна моменту инерции ротора, который способствует снижению топливной экономичности и ухудшению приёмистости двигателя в широком диапазоне неустановившихся и переходных режимов его работы. Таким образом, поиск возможностей по снижению массы и моментов инерции вращающихся элементов конструкции ротора турбокомпрессора может быть отнесён к одному из перспективных направлений в исследовательской практике двигателестроения.

Традиционные варианты решения указанных проблем, их основные достоинства и недостатки общеизвестны и описаны во множестве работ. По результатам аналитических исследований в работе [1] обоснован принципиально новый, но ещё малоизученный подход к решению задач по повышению надёжности и эксплуатационных качеств турбокомпрессора на основе изготовления элементов ротора (рабочих колёс) из композиционных материалов.

Следует отметить, что на сегодняшний день существует ряд барьеров, стоящих на пути практического применения рабочих колёс турбины и компрессора из композитов. Отсутствует опыт применения и проектирования таких рабочих колёс, что связано, в первую очередь, с ограниченным объёмом научно-исследовательских работ по обсуждаемым проблемам. Практически отсутствуют оценочные исследования по оптимальному выбору композитов, которые по своим физико-техническим свойствам отвечали бы требованиям эффективного их применения в конструкциях турбокомпрессоров. Главные требования при обоснованном выборе материала для рабочего колеса связаны с обеспечением необходимой прочности колёс, наименьшей плотности материала для уменьшения инерционности ротора.

Проведение сравнительного анализа прочностных и массоинерционных характеристик роторов с рабочими колёсами компрессора и турбины, изготовленных из различных материалов, потребовало решения ряда задач. Требовался расчёт и анализ напряжённо-деформированного состояния колёс компрессора из хаотически армированного полимерного композита и из полиамидоимида с использованием армирующего слоя непрерывных волокон на внешней поверхности диска, а также аналогичный расчёт и анализ НДС рабочего колеса турбины из хаотически армированного композита. Необходим был и сравнительный анализ массоинерционных и прочностных характеристик ротора с турбинными и компрессорными колёсами, вы-

полненными из традиционных и композиционных материалов.

Исследование проводилось с использованием метода математического моделирования в конечно-элементном комплексе *Femap with NX Nastran*. Расчёт произведён для частоты вращения ротора 1250 с^{-1} . Температурное состояние отдельных элементов турбокомпрессора принималось согласно результатам исследования [2]. Границные условия: температура на внешней поверхности диска со стороной входной и выходной частей колеса 20 и 110°C соответственно, температуру определяет осевая координата диска; вдоль отверстия под вал температура задавалась от 20 до 90°C , температуру определяет осевая координата диска; температура колеса на входе принималась 20°C ; температура колеса на ступице 110°C ; интегрально осреднённая температура РК турбины принималась 540°C .

При расчёте квазизотропных допустимых напряжений допустимые напряжения вдоль волокна полимерного композита и неармированного полиамидоимида в первом приближении были приняты как среднеарифметические. Свойства компонентов полимерного композита приведены в табл. 1.

Расчёт свойств одностороннего полимерного композита, армированного высокопрочным углеродным волокном, выполнен следующим образом.

Модуль упругости вдоль волокон:

$$E_{11} = E_f V_f + E_m V_m,$$

где E_f , E_m — модули упругости волокна и матрицы соответственно (см. табл. 1); V_f , V_m — объёмные доли волокна и матрицы соответственно (см. табл. 1).

Модуль упругости поперёк волокон:

$$E_{22} = E_f E_m / [E_m V_f + E_f (1 - V_f)],$$

Модуль продольного сдвига:

$$G_{12} = G_{13} = G_f G_m / [G_f (1 - V_f) + G_m V_f],$$

где G_f , G_m — модули сдвига волокна и матрицы соответственно (табл. 1).

Модуль поперечного сдвига:

$$G_{23} = G_f G_m / [G_f (1 - V_f) + G_m V_f].$$

Коэффициенты Пуассона:

$$\begin{aligned} \mu_{12} &= \mu_{13} = \mu_f V_f + \mu_m V_m, \\ \mu_{23} &= -\frac{\mu_{13}^2 E_{22}}{E_{11}} + \frac{E_{22}}{8 G_m} \left\{ 4\mu_m + (\chi_m + 1) \times \right. \\ &\quad \times V_f \left[\frac{\chi_m - 1 - (\chi_f - 1) G_m / G_f}{1 + V_m + V_f \chi_m + V_m (\chi_f - 1) G_m / G_f} - \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{2(1 - G_m / G_f)}{V_f + \chi_m + V_m G_m / G_f} \right] \right\}, \end{aligned}$$

где μ_f , μ_m — коэффициенты Пуассона волокна и матрицы соответственно (см. табл. 1); $\chi_m = 3 - 4\mu_m$ — параметр матрицы; $\chi_f = 3 - 4\mu_f$ — параметр волокна.

Коэффициент линейного температурного расширения вдоль волокон:

$$\alpha_1 = [\alpha_m E_m (1 - V_f) + \alpha_f E_f V_f] / [E_m (1 - V_f) + E_f V_f].$$

Коэффициент линейного температурного расширения поперёк волокон

$$\alpha_2 = \alpha_m + (\alpha_m - \alpha_1)\mu_{xy} - (\alpha_m - \alpha_f)(1 + \mu_f) \times \\ \times [(\mu_m - \mu_{xy})/(\mu_m - \mu_f)],$$

где α_f , α_m — коэффициенты линейного температурного расширения волокна и матрицы соответственно (см. табл. 1).

Рассчитанные свойства однородного композита на основе полиамида, наполненного 70 % непрерывного углеродного волокна, используемого для изготовления компрессорного колеса, приведены в табл. 2.

Квазизотропные свойства дискретно (хаотически) хаотически армированного полимерного композита были определены согласно [3, 4].

Модуль упругости при плоском деформированном состоянии:

$$K_{23} = \frac{E_{22}G_{23}}{4G_{23} - E_{22} - 4E_{22}G_{23}\mu_{12}^2/E_{11}}.$$

Модуль упругости:

$$E = \frac{[E_{11} + 4K_{23}(1 - \mu_{12})^2] \times}{3[2E_{11} + K_{23}(8\mu_{12}^2 - 12\mu_{12} + 7) +]} \rightarrow \\ \rightarrow \frac{\times [E_{11} + K_{23}(1 - \mu_{12})^2 + 6(G_{xy} + G_{yz})]}{+ 2(G_{xy} + G_{yz})}.$$

Коэффициент Пуассона:

$$\mu = \frac{[E_{11} + 2K_{23}(2\mu_{12}^2 - 8\mu_{12} + 3) - 4(G_{xy} + G_{yz})]}{2[2E_{11} + K_{23}(8\mu_{12}^2 - 12\mu_{12} + 7) + 2(G_{xy} + G_{yz})]}.$$

Модуль сдвига:

$$G = \frac{[E_{11} + 2K_{23}(2\mu_{12}^2 - 8\mu_{12} + 3) - 4(G_{xy} + G_{yz})]}{2[2E_{11} + K_{23}(8\mu_{12}^2 - 12\mu_{12} + 7) + 2(G_{xy} + G_{yz})]}.$$

Коэффициент линейного температурного расширения:

$$\alpha = \alpha_f V_f + \alpha_m V_m.$$

Результаты расчёта сведены в табл. 3, где также приведены уже известные данные производителя [5].

Прочностной расчёт рабочего колеса из хаотично армированного полимерного композита (угленаполненного полиамида) производился методом конечных элементов с применением линейного решателя *Nastran* с пре- и постпроцессором *Femap*. Для расчёта использовались тетраэдальные элементы. В качестве граничного условия было принято следующее: рабочее колесотурбокомпрессора по поверхности отверстия под вал в окружном направлении неподвижно, а в осевом направлении закреплено по поверхностям ступицы колеса. Параллельно с выполнением расчёта оценивалась погрешность его результатов. Эта оценка производилась с помощью правила Рунге, основанного на сравнительном анализе данной модели с конечно-элементной моделью, имеющей в восемь раз меньше узлов. Получено, что по эквивалентным на-

Таблица 1

Свойства	Компоненты полимерных композитов	
	Полиамидоимид	Углеродное волокно
Плотность ρ , кг/м ³	1420	1750
Модуль упругости E , ГПа	3,6	240
Предел прочности $[\sigma_d]$, МПа	192	3250
Коэффициент Пуассона μ	0,4	0,2
Коэффициент теплового расширения α , $10^{-6}/\text{град}$	22	-0,4

Таблица 2

Свойства однонаправленного композита на основе полиамида, наполненного 70 % непрерывного углеродного волокна	Значение
Плотность ρ , кг/м ³	1650
Модуль упругости вдоль волокна, E_{11} ГПа	169
Модуль упругости поперёк волокна, E_{22} ГПа	11,6
Модуль сдвига вдоль волокна, $G_{12} = G_{13}$ ГПа	4,16
Модуль сдвига поперёк волокна, G_{23} ГПа	6,08
Коэффициент Пуассона вдоль волокна, μ_{12}	0,26
Коэффициент Пуассона поперёк волокна, μ_{23}	0,341
Коэффициент теплового расширения вдоль волокна, $\alpha_{11} 10^{-6}/\text{град}$	-0,25
Коэффициент теплового расширения поперёк волокна, $\alpha_{22} 10^{-6}/\text{град}$	7,86
Предел прочности вдоль волокна, $[\sigma_{11}]$ МПа	2510
Предел прочности поперёк волокна, $[\sigma_{22} = \sigma_{33}]$ МПа	192

Таблица 3

Свойства	Хаотически армированные полимерные композиты	
	Торлон* (данные производителя)	Полиамидаимид* (расчёты данные)
Предел прочности, $[\sigma_{\text{пкм}}]$ МПа	220	205
Модуль упругости, E , ГПа	—	3,77
Модуль сдвига, G , ГПа	—	6,77
Коэффициент теплового расширения, α , $10^{-6}/\text{град}$	—	15,28
Коэффициент Пуассона	—	0,245
Плотность, ρ , кг/м ³	1480	1519

Примечание: * — на 30 % угленаполненные материалы.

пряжениям, возникающим в колесе, различие не превышает 10 %.

Цвето-графические схемы результатов расчёта эквивалентных напряжений (Па) и обобщённых перемещений (м) представлены на рис. 1 и 2 (на стр. 3 обложки). Масштаб деформированного контура 20:1. Общий уровень деформаций на внешнем диаметре 800 мкм. Данное значение превосходит деформации рабочего колеса, изготовленного из алюминиевых сплавов. Значит есть необходимость увеличения зазоров между колесом и улиткой компрессора для предотвращения контакта колеса с неподвижными частями корпуса, что можно реализовать, уменьшив внешний диаметр рабочего колеса.

Запас прочности рабочего колеса компрессора оценивался в соответствии с четвёртой энергетической теорией Губера—Мизеса—Генки: $n = [\sigma_{\text{пкм}}]/\sigma_{\text{экв}} = 1,14$, где $[\sigma_{\text{пкм}}]$ — допустимые напряжения хаотически армированного полимерного композита (табл. 3); $\sigma_{\text{экв}} = 180 \text{ МПа}$ — эквивалентные напряжения (см. рис. 1).

В данной работе не рассматривается задача о свободных колебаниях рабочего колеса по той причине, что подобные исследования уже проведены с использованием материала типа "Карбул" [1], удельная жёсткость которого значительно ниже жёсткости угленаполненного полиамидиомида. Поэтому есть все основания считать, что в нашем случае частоты свободных колебаний колеса будут находиться за пределами частот рабочего диапазона вращения ротора.

Как и в предыдущем варианте, прочностной расчёт рабочего колеса компрессора из полиамидиомида с использованием армирующего слоя с непрерывными волокнами на внешней поверхности диска производился методом конечных элементов с применением линейного решателя *Nastran* с пре- и постпроцессором *Femap*. В данном случае для расчёта были использованы тетраэдральные элементы и элементы типа *laminat*.

Армирующий слой на внешней поверхности диска состоит из семи монослоёв, которые уложены по схеме $0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ$ (относительно окружного направления диска). Толщина каждого монослоя — 0,1 мм. Цвето-графические схемы результатов расчёта эквивалентных напряжений в рабочем колесе, напряжений в монослое композита и обобщённых перемещений представлены на рис. 3—6 (см. стр. 3 обложки).

Запас прочности рабочего колеса компрессора оценивался в соответствии с четвёртой энергетической теорией Губера—Мизеса—Генки: $n = [\sigma_{\text{пай}}]/\sigma_{\text{экв}} = 2,13$, где $[\sigma_{\text{пай}}]$ — допустимые напряжения полиамидиомида (см. табл. 1); $\sigma_{\text{экв}} = 90 \text{ МПа}$ — эквивалентные напряжения (см. рис. 3).

Для оценки прочности монослоёв был принят критерий максимальных напряжений. Расчёт запасов прочности произведён для максимально нагруженных (внешних) монослоёв.

Запас прочности вдоль волокна: $n = [\sigma_{11}]/\sigma_{11} = 2510/1676 = 1,5$, где $[\sigma_{11}]$ — допустимые напряжения вдоль волокна композита (табл. 2); $\sigma_{11} = 1676 \text{ МПа}$ — максимальные напряжения вдоль волокна (см. рис. 5).

Запас прочности поперёк волокна: $n = [\sigma_{22}]/\sigma_{22} = 192/74 = 2,6$, где $[\sigma_{22}]$ — допустимые напряжения поперёк волокна композита (табл. 2); $\sigma_{22} = 1676 \text{ МПа}$ — максимальные напряжения поперёк волокна (см. рис. 6).

Проведённые расчёты показывают, что армирование диска слоями из композита с непрерывными волокнами — эффективный способ повышения прочности рабочих колёс. Отсутствие концентрации напряжений в матрице в зоне отверстия позволит применять в качестве матрицы лёгкие и дешёвые материалы, например, типа "Карбул" с плотностью порядка $1200 \text{ кг}/\text{м}^3$. По предварительным расчётом это позволит снизить массу и момент инерции на 13 и 22 % соответственно.

Очевидно, что схема армирования диска нуждается в оптимизации. Она позволит определить параметры, при которых рабочие колёса будут равнопрочными. Параметры оптимизации в данном случае — это материалы матрицы и волокна, толщина монослоёв и их число, схема укладки. Целевые функциями могут быть запасы прочности, масса и моменты инерции рабочих колёс. Как и в предыдущем случае, переход на композит потребует незначительной доработки конструкции колеса, связанной с уменьшением его внешнего диаметра.

При расчёте колеса турбины из С—SiC-композита (свойства которого согласно исследованию [6] и приведены в табл. 4) в качестве граничного условия принято, что рабочее колесо турбины по поверхности вала в окружном направлении неподвижно, а в осевом направлении закреплено по торцу вала. Коэффициент Пуассона принимается 0,25, как средний для различных видов керамики. Коэффициент теплового расширения в расчётах усреднён по правилу среднего арифметического. Цвето-графические схемы результатов расчёта эквивалентных напряжений и обобщённых перемещений представлены на рис. 7 и 8 (см. стр. 3 обложки).

Запас прочности рабочего колеса турбины оценивался в соответствии с четвёртой энергетической теорией Губера—Мизеса—Генки: $n = \sigma_{\text{C-SiC}}/\sigma_{\text{экв}} = 1,58$, где $[\sigma_{\text{C-SiC}}]$ — допустимые напряжения С—SiC композита (см. табл. 3); $\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентные напряжения (см. рис. 7).

Как видим, рабочее колесо из исследованного неметаллического материала не уступает по прочности

Таблица 4

Свойства С—SiC-композит	Значение
Предел прочности, $[\sigma_{\text{C-SiC}}]$ МПа	190
Модуль упругости, E , ГПа	60
Коэффициент теплового расширения вдоль волокна, $\alpha_{11} 10^{-6}/\text{град}$	1
Коэффициент теплового расширения поперёк волокна, $\alpha_{22} 10^{-6}/\text{град}$	5
Плотность, ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$	2400

аналогичным колёсам, выполненным из традиционных материалов. Расчёт обобщённых перемещений показал: необходимости переработки колеса при его изготовлении из композита нет, так как максимальные деформации (200 мкм) не превышают величину традиционного зазора между корпусом турбины и рабочим колесом для данного типоразмера турбокомпрессора. Высокая удельная жёсткость композита обуславливает отсутствие резонансных явлений в рабочем диапазоне частот ротора.

Проведённый расчётный анализ показывает, что C—SiC-композит следует рассматривать как вполне возможную альтернативу традиционным жаропрочным никелевым сплавам. Причём необходимости в армировании его диска нет: напряжённое состояние практически повсеместно одинаковое.

Сравнительный расчет массоинерционных характеристик элементов ротора произведён в препроцессоре *Femap* путём назначения плотностей геометрическим телам. Плотность материала вала принималась равной 7900 кг/м³, плотность материала рабочего колеса турбины — 8200 кг/м³, а плотность материала рабочего колеса компрессора — 2700 кг/м³.

Относительное снижение массы ротора определяется формулой: $\Delta_m = \frac{m_{\text{TM}} - m_{\text{KM}}}{m_{\text{TM}}} \cdot 100\%$, где m_{TM} — масса ротора с рабочим колесом из традиционных материалов; m_{KM} — масса ротора с рабочим колесом из композита. Относительное снижение момента инерции ротора: $\Delta_i = \frac{I_{\text{TM}} - I_{\text{KM}}}{I_{\text{TM}}} \cdot 100\%$, где I_{TM} и I_{KM} — соответственно моменты инерции ротора с рабочим колесом из традиционных материалов и из композиционных.

Результаты расчёта приведены в табл. 5. Они указывают на целесообразность замены традиционных материалов для рабочих колёс на неметаллические композиты, что позволит существенно улучшить массоинерционные характеристики ротора турбокомпрессора.

Таким образом, конечно-элементным анализом установлено, что при замене традиционного материала рабочих колёс на неметаллические композиты показатель запаса прочности колёс для режима работы турбокомпрессора с максимальной рабочей окружной скоростью остаётся в пределах нормативных требований. При этом, как было установлено авторами ранее [1], негативные последствия, связанные с появлением резонансных явлений в рабочем диапазоне частот ротора из-за пониженной жёсткости конструкции колёс из композиционных материалов, отсутствуют.

Графические схемы напряжённо-деформированного состояния и обобщённых перемещений рабочего колеса, полученные при прочностном расчёте, позволяют выявить характер распределения напряжений и обобщённых перемещений, а также наиболее напряжённые локальные зоны в конструкции колёс, всё это может быть использовано в дальнейшем при конструкторской проработке колёс.

В ходе расчётного исследования установлено, что применение композитов для производства рабочих ко-

Таблица 5

Материал	Массоинерционные характеристики ротора ТКР			
	m , кг	$I \cdot 10^{-6}$, кг · м ²	Δ_m , %	Δ_i %
Традиционные	2,27	1731	0	0
Угленаполненный полиамиодиимид	2,05	1443	10	17
C—SiC-композита	1,20	964	47	44

лёс турбокомпрессора целесообразно главным образом по причине низкой плотности этих материалов, что позволяет снижать массу и полярный момент инерции ротора, улучшить динамику его разгона и уменьшить инерционные нагрузки на подшипниковый узел. В частности, было выявлено, что: при использовании для рабочего колеса компрессора угленаполненного полиамиодиимида масса ротора турбокомпрессора снижается на 10 %, момент инерции — на 17 % (при этом требуется лишь незначительное уменьшение диаметра колеса для предотвращения контакта лопаток рабочего колеса с улиткой компрессора в процессе работы); применение для этого же колеса полиамиодиимида с армирующим слоем непрерывными волокнами на внешней поверхности диска по предварительным оценкам позволит дополнительно снизить массу и момент инерции ротора на 13 и 22 % соответственно; использование C—SiC-композита для изготовления рабочего колеса турбины массу ротора турбокомпрессора снижает на 47 %, а момент инерции — на 44 %.

Как видим, применение композиционных материалов для рабочих колёс турбины и компрессора вполне допустимо по условию необходимой прочности и может служить одним из эффективных способов улучшения его эксплуатационных качеств. В то же время следует иметь в виду, что данные исследования следует рассматривать как начальный этап в направлении дальнейшего поиска материалов для рабочих колёс турбокомпрессоров с более низкими показателями плотности и удельной прочностью, не уступающих традиционным металлическим материалам.

Литература

- Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Исследование прочностных качеств рабочих колес из композитного материала агрегатов наддува дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 2. С. 21–28.
- Лущенко В.А. Формирование и обеспечение качества подшипникового узла турбокомпрессора высокогородированного автомобильного дизеля на этапе проектирования и доводки. Дисс. ... канд. техн. наук. Набережные Челны: ФГАО ВПО "Казанский (Приволжский) федеральный университет", 2014. 121 с.
- Карпинос Д.М. Композиционные материалы. Справочник. Киев: Наукова думка, 1975. 592 с.
- Christensen R.M. Mechanics of composite materials. Lawrence Livermore Laboratory, University of California, Livermore. M.: Мир, 1982. 336 с.
- Крыжановский В.К. и др. Технические свойства полимерных материалов. Учебно-справочное пособие. СПб.: Профессия, 2003. 240 с.
- Kumar S., Chandra R., Kumar A., Prasad N.E., Manocha L.M. C/SiC Composites for propulsion Application // Composites and Nanostructures, 2015. V. 7. № 4. P. 225–230.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Канд. техн. наук **КУЗНЕЦОВ Е.В.**
Белорусско-Российский университет
(10.375.222.25-34-31)

Приведены математическая модель гусеничной машины с гидромеханической трансмиссией и результаты исследований влияния некоторых параметров гидротрансформатора на выходные характеристики машины.

Ключевые слова: гидромеханическая трансмиссия, гидротрансформатор, характеристика, математическая модель гусеничной машины.

Kuznetsov E.V. INFLUENCE HYDRODYNAMIC TORQUE CONVERTER PARAMETERS ON CHARACTERISTICS TRACES MACHINE

Place mathematics modeling of traces machine with hydrodynamic transmission and results research of influence parameters hydrodynamic torque converter on characteristics machine.

Keywords: traces machine, transmission, hydrodynamic torque converter, mathematics modeling.

Гидромеханическая трансмиссия существенно облегчает труд водителя (оператора) автомобиля, трактора, строительно-дорожной или боевой машины, уменьшает отрицательное влияние "человеческого фактора", а значит увеличивает средние скорости движения, снижает расход топлива. Базовым элементом такой трансмиссии служит гидродинамический трансформатор (ГДТ), позволяющий автоматически изменять крутящий момент на выходном валу в зависимости от нагрузки на нём. Причём его характеристика, т.е. зависимость момента на турбинном валу от угловой ско-

ности $M_T = f(\omega_T)$, близка к характеристике "идеальной машины" — имеет вид гиперболы, в отличие от скоростных характеристик поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Конструктивно гидротрансформатор — довольно простой механизм, состоящий минимум из трёх лопастных колёс — насоса, турбины и реактора, каждое из которых закреплено на своём валу. Но геометрические параметры лопастных колёс очень сложны, а их влияние на выходные характеристики весьма нелинейно. Поэтому чаще всего проектирование ведут на основе аналогий: для вновь разрабатываемой трансмиссии принимают геометрические параметры ранее использовавшихся гидротрансформаторов. Анализируют при этом только статические, так называемые "безразмерные характеристики" ГДТ. В результате доводка конструкции производится с помощью многочисленных длительных и, как правило, дорогостоящих натурных испытаний.

Для облегчения выбора рациональных параметров ГДТ автором разработана математическая модель гусеничной машины с гидромеханической трансмиссией, позволяющая отказаться от оценки статических характеристик ГДТ. Приняты следующие допущения: используется так называемая "плоская" модель машины, т.е. повороты и горизонтальные колебания ("рыскание") не рассматриваются; остов (рама) представляется собой твёрдое тело; силы трения пропорциональны относительным скоростям; гидротрансформатор — трёхколёсный блокируемый; гидромагистрали управления ГДТ абсолютно жёсткие, а рабочая жидкость несжимаема, так как давление не превышает 1 МПа; машина рассматривается как динамическая система с сосредоточенными параметрами: Двигатель — ГМТ — Гусеничный обвод — Подвеска — Остов — Опорная поверхность. Модель имеет 11 степеней свободы.

Расчётная схема приведена на рис. 1, где M_d — крутящий момент на маховике двигателя; J_d , J_h , J_t , J_{tp}

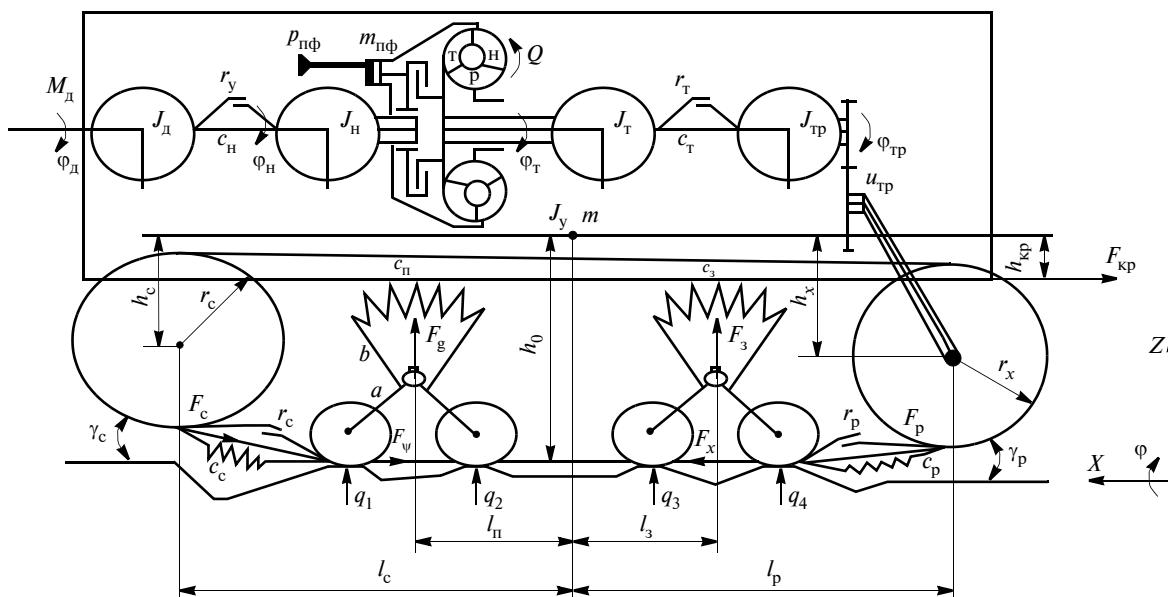


Рис. 1. Расчётная схема гусеничной машины с гидромеханической трансмиссией

J_y — моменты инерции маховика двигателя, насосного и турбинного колёс ГДТ, ведомой части трансмиссии и всей машины относительно поперечной оси Y ; m , $m_{\text{пф}}$ — массы машины и поршня фрикциона блокировки ГДТ с жидкостью; p_{ϕ} — давление жидкости в полости фрикциона блокировки; Q — расход жидкости в профильной плоскости ГДТ; φ_d , Φ_h , Φ_t , Φ_{tp} — углы поворота маховика двигателя, насосного и турбинного колёс и ведущей шестерни коробки передач; c_h , r_h , c_t , r_t , c_p , r_p , c_c , r_c — коэффициенты жёсткости и сопротивлений насосного и турбинного валов ГДТ, передней и задней подвесок, рабочей и свободной ветвей гусеницы; q_1 , q_2 , q_3 , q_4 — высоты микропрофиля под опорными катками; F_{kp} , F_{ψ} — силы сопротивления на крюке и качению с подъёмом; F_k , F_p , F_c , F_n , F_3 — силы тяги, натяжения рабочей и свободной ветвей гусеницы, передней и задней подвесок; r_k , r_c — радиусы ведущего и натяжного колёс; u_{tp} — передаточное число трансмиссии; l_p , l_c , l_n , l_3 — расстояния от центра масс машины до ведущего и натяжного колёс, передней и задней подвесок; h_0 , h_{kp} , h_k , h_c — высоты от центра масс до опорной поверхности, оси крепления прицепного оборудования, ведущего и натяжного колёс; γ_p , γ_c — углы свеса рабочей и свободной ветвей гусеницы.

Движение масс машины описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которые в форме Даламбера имеют вид системы 1 (табл. 1). Здесь: $\ddot{\varphi}_d$, $\ddot{\Phi}_h$, $\ddot{\Phi}_t$, $\ddot{\Phi}_{tp}$, \ddot{x} , \ddot{z} , $\ddot{\varphi}$, $\dot{x}_{\text{пф}}$ — ускорения маховика двигателя, насосного и турбинного колёс ГДТ, ведущей шестерни коробки передач, продольное и вертикальное центра масс машины, угловое продольное остоява, а также поршня фрикциона блокировки ГДТ; M_{yh} , M_{dh} , M_{yt} , M_{dt} — моменты упругих и диссипативных (трения) сил насосного и турбинно-

го валов ГДТ; M_h , M_t , M_ϕ — моменты на насосном и турбинном колёсах ГДТ и ведомых дисков фрикциона блокировки; F_y , F_{dp} , F_{yc} , F_{dc} — упругие и диссипативные силы рабочей и свободной ветвей гусеницы, которые попарно в сумме соответственно дают F_p и F_c ; η_{tp} — КПД механической части трансмиссии; m_h — неподдессоренная масса машины; F_{up} , F_{dp} , F_{uz} , F_{dz} — упругие и диссипативные силы передней и задней подвесок; p_{gdt} — давление в рабочей полости ГДТ, которое возвращает подвижные детали фрикциона блокировки в исходное положение при разблокировке ГДТ; ξ_1 , ξ_2 — коэффициенты линейных и квадратичных потерь в гидроприводе фрикциона блокировки ГДТ; $\text{sgn} \dot{x}_{\text{пф}}$ — функция знака скорости поршня фрикциона блокировки ГДТ; A_ϕ , $F_{y\phi}$, $F_{dp\phi}$ — площадь поршня, упругие и диссипативные силы дисков фрикциона блокировки ГДТ; β_{ij} , r_{ij} — углы и радиусы входа и выхода лопаток насосного, турбинного и реакторного лопастных колёс ГДТ; T_{pd} , T_{tk} — постоянные времени регулятора цикловой подачи топлива двигателя и его турбокомпрессора; \dot{g}_u — скорость изменения цикловой подачи топлива двигателя; γ_d — положение рычага управления подачей топлива; \dot{p}_{tk} — скорость изменения давления наддува двигателя.

В модели учитывается дополнительное нагружение гусениц от их звенчатости, а также буксование движителя [1]. Микропрофиль опорной поверхности и сопротивление на крюке задаются случайными функциями, которые соответствуют параметрам стерни озимой ржи на среднем суглинке нормальной влажности.

Работа гидротрансформатора моделируется по классической методике, описанной в [2], где предполагается, что все его преобразующие свойства зависят от величины расхода Q рабочей жидкости в профильной (меридиальной) плоскости. В свою очередь данный

Таблица 1

№	Формула	Примечания
1	$\ddot{\varphi}_d J_d = M_d - M_{yh} - M_{dh};$ $\ddot{\Phi}_h J_h = M_{yh} + M_{dh} - M_h - M_\phi;$ $\ddot{\Phi}_t J_t = M_t + M_\phi - M_{yt} - M_{dt};$ $\ddot{\Phi}_{tp} J_{tp} = M_{yt} + M_{dt} - 2(F_k + F_{yp} + F_{dp} - F_{yc} - F_{dc} - F_\psi)r_k/(u_{tp}\eta_{tp});$ $\ddot{x}m = 2[F_k + (F_{yp} + F_{dp})\cos\gamma_p - (F_{yc} + F_{dc})\cos\gamma_c] - F_{kp}F_\psi;$ $\ddot{z}(m - m_h) = 2[F_{yp} + F_{dp} + F_{uz} + F_{dz} - (F_{yp} + F_{dp})\sin\gamma_p - (F_{yc} + F_{dc})\sin\gamma_c];$ $\ddot{\varphi} J_y = 2[(F_{yp} + F_{dp})l_p - (F_{yz} + F_{dz})l_3 + (F_{yp} + F_{dp})(l_p\sin\gamma_p + h_k\cos\gamma_p + r_k) + F_kh_0 - (F_{yc} + F_{dc})(l_c\sin\gamma_c + h_c\cos\gamma_c)] - F_{kp}h_{kp} - F_\psi h_0;$ $\ddot{x}_{\text{пф}} m_{\text{пф}} = (p_{\phi} - p_{gdt} - \xi_1 \dot{x}_{\text{пф}} - \xi_2 \dot{x}_{\text{пф}}^2 \text{sgn} \dot{x}_{\text{пф}})A_\phi - F_{y\phi} - F_{dp\phi};$ $Q = f_1(\beta_{ij}, r_{ij}, \dot{\varphi}_d, \dot{\Phi}_h, T_{pd}) \rightarrow M_h, M_t = f(Q);$ $\dot{g}_u = f_2(\dot{\varphi}_d, \gamma_d, T_{pd});$ $\dot{p}_{tk} = f_3(\dot{\varphi}_d, \gamma_u, T_{tk}) \rightarrow M_d = f(g_u, p_{tk})$	$\ddot{\varphi}_d$, $\ddot{\Phi}_h$, $\ddot{\Phi}_t$, $\ddot{\Phi}_{tp}$ — ускорения маховика двигателя, насосного и турбинного колёс ГДТ, ведущей шестерни коробки передач; \ddot{x} , \ddot{z} , $\ddot{\varphi}$, $\dot{x}_{\text{пф}}$ — ускорения продольное и вертикальное центра масс машины, угловое продольное остоява, а также поршня фрикциона блокировки ГДТ; Q — расход рабочей жидкости в меридиальной плоскости; \dot{g}_u и \dot{p}_{tk} — скорости изменений цикловой подачи топлива двигателя и давления наддува двигателя
2	$H_d = \frac{\omega}{g} \left[r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1} + \frac{1}{Q} \left(\frac{d\omega}{dt} \sum_{i=1}^2 \int r_i^2 A_i dl_m + \frac{dQ}{dt} \sum_{i=1}^2 \int r_i \operatorname{ctg} \beta_i dl_m \right) \right]$	H_d — динамический напор в каждом лопастном колесе
3	$H_d = \frac{M_i \omega}{\rho g Q}$	ρ — плотность рабочей жидкости; M_i — крутящий момент на лопастном колесе

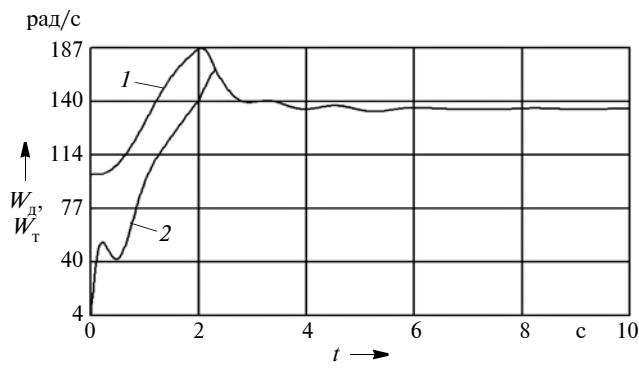


Рис. 2. Изменение угловых скоростей:
1 — маховика двигателя; 2 — турбины ГДТ

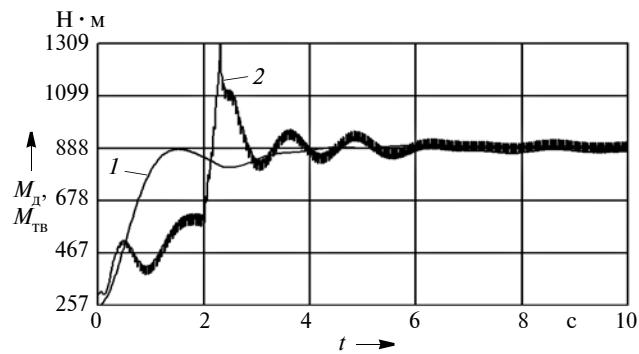


Рис. 3. Изменение крутящих моментов:
1 — на маховике двигателя; 2 — на турбинном валу ГДТ

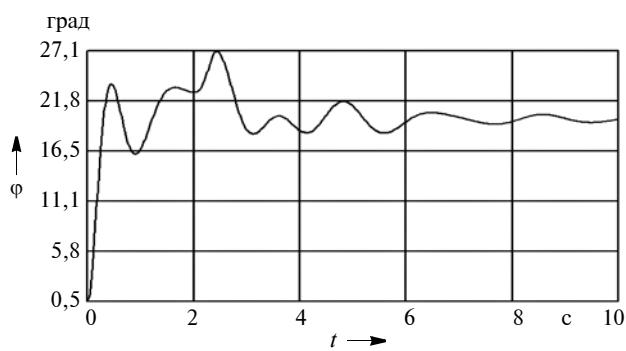


Рис. 4. Угловые продольные колебания машины

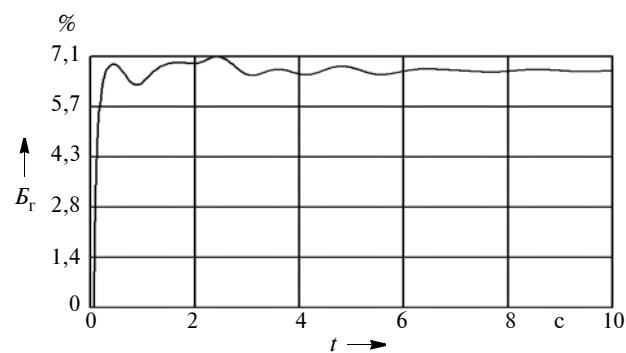


Рис. 5. Буксование гусениц (B_e)

расход определяется динамическим напором в каждом лопастном колесе — формула 2, в которой: ω — угловая скорость соответствующего лопастного колеса; g — ускорение свободного падения; r_2 , r_1 — средние радиусы выхода из лопастного колеса и входа в него; c_{u2} , c_{u1} — окружные составляющие векторов скоростей во фронтальной плоскости лопастного колеса на выходе и на входе; A_i — площадь сечения межлопастного канала от входа до выхода; dl_m — приращение длины средней линии межлопастного канала в профильной плоскости; β_i — угол входа и выхода в межлопастной канал во фронтальной плоскости. Также динамический напор оценивается формулой 3.

В любой момент времени в зависимости от расхода Q , а также от угловых скоростей насоса ω_n и турбины ω_t определяются коэффициенты трения рабочей жидкости о межлопастные каналы и коэффициенты потерь напора на удар на входе в каждое колесо, от которых зависят скорости c_{u2} и c_{u1} в формуле 2. С помощью зависимости 3 вычисляются крутящие моменты на насосном M_n и турбинном M_t колёсах гидротрансформатора.

На основе представленной модели автором разработана оригинальная программа, имитирующая трогание машины с места, её разгон и дальнейшее движение. На рис. 2...5 приведены наиболее типичные графики, полученные данной программой, где показано изменение некоторых характеристик машины в течение первых 10 секунд её движения. В данном примере разгон машины производился за счёт изменения подачи топлива, т.е. увеличения γ_d от 30 до 100 % за

Таблица 2

Узел ГДТ	Варьируемый параметр		Оценочный показатель при разгоне в течение 10 с	
	угол, град.	уровень	путь (s_{10}), м	расход топлива (Q_{10}), гр.
Насос	входа, (β_{11})	147	+1	29,82
		137	0	29,28
		127	-1	29,18
	выхода, (β_{12})	137	+1	29,19
		127	0	29,28
		117	-1	28,81
Турбина	входа, (β_{21})	60	+1	30,25
		50	0	29,28
		40	-1	31,45
	выхода, (β_{22})	160	+1	28,83
		150	0	29,28
		140	-1	28,94
Реактор	входа, (β_{31})	140	+1	28,85
		130	0	29,28
		120	-1	29,56
	выхода, (β_{32})	40	+1	38,37
		30	0	29,28
		20	-1	29,22

1 секунду, масса машины $m = 10$ т, средняя крюковая нагрузка $F_{kp} = 20$ кН, номинальная мощность двигателя $N_h = 200$ л.с., блокировка ГДТ начиналась при $\omega_t = 150$ рад/с, давление в полости фрикциона блокировки увеличивалось от 2 до 8 атмосфер за 0,3 с.

Графики хорошо иллюстрируют влияние подвески, гусеничного движителя, внешней среды и водителя на работу двигателя и трансмиссии. Адекватность представленной модели подтверждена путём сравнения данных, полученных с помощью указанного компьютерного приложения, с экспериментальными данными при исследованиях тракторов ДТ-175С и ВТ-200 Волгоградского тракторного завода, а также изделий других предприятий.

Для анализа параметров гидротрансформатора приняты показатели: путь s_{10} , пройденный машиной за первые 10 секунд движения, что позволяет оценить её среднюю скорость (производительность); расход топлива Q_{T10} за первые 10 секунд движения, что позволяет оценить экономичность машины. В табл. 1 и 2 приведены результаты имитационного моделирования гусеничной машины с приведёнными выше параметрами, где исходные данные гидротрансформатора (уровень 0) соответствуют ЛГ-400-70.

УДК 629.114.3

ЭЛЕКТРОНИКА В СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ АВТОПОЕЗДОВ

Д-р техн. наук ГЛАДОВ Г.И.,
канд. техн. наук ФОМИНЫХ А.Б.
МГТУ имени Н.Э. Баумана (fab@bmstu.ru)

Рассматриваются назначение, применение и пути развития электронных систем для управления движением автопоездов, в частности, систем для изменения направления движения автотранспортных средств.

Ключевые слова: автопоезд, электронные системы, движение, управление, этапы развития.

Gladov G.I., Fominykh A.B.
ELECTRONICS IN CONTROL SYSTEMS OF MOVEMENT OF ROAD TRAINS

The article discusses the purpose, application and development of electronic systems for managing the movement of road trains, in particular, systems for changing the direction of movement of vehicles.

Keywords: Road train, electronic systems, traffic, management, development stages

Электронные системы управления механизмами и агрегатами транспортных средств получают всё более широкое распространение. Причём в последнее время в основе подобных систем — центральный бортовой компьютер. Специалистами некоторых зарубежных фирм ставится цель создания "систем управления будущего", которые будут компактны, быстро и легко монтируемы и просты в производстве. Конечная же цель — полностью электронная система управления транспортным средством.

В отношении систем управления поворотом транспортных средств, по мнению специалистов фирмы

Анализ полученных данных позволяет сделать вывод, что на принятые показатели качества машины наиболее существенно влияют: угол выхода из реактора β_{32} ; угол входа в турбину β_{21} ; угол выхода из насоса β_{12} . Причём принятые на основе анализа статических характеристик углы серийного гидротрансформатора ЛГ-400-70 для рассматриваемой машины нельзя считать оптимальными. Вместе с тем следует отметить, что рассматриваемые геометрические параметры следует увязывать с характеристиками системы управления фрикционом блокировки и скоростными характеристиками двигателя. В данном случае указанные наиболее существенно влияющие углы гидротрансформатора соответствуют угловой скорости блокировки $\omega_t = 150$ рад/с и характеристикам дизеля СМД-86ПМ.

Литература

1. Кузнецов Е.В. Обоснование и выбор параметров двигателя и трансмиссии пахотного гусеничного трактора тягового класса 30 кН. Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03. — Защищена 13.05.94; Утв. 15.04.96. — Мин.: БГПА, 1994. — 146 с.
2. Лаптев Ю.Н. Динамика гидромеханических передач. — М.: Машиностроение, 1983. — 104 с.

"Цанрадфабрик", эта цель может быть достигнута в три этапа, которые уже реализуются. На первом этапе фирма разработала гидравлическую систему управления "Сервоком". Все дальнейшие разработки основываются на базе этой конструкции.

Второй этап — "Управление посредством кабеля". Механическая часть рулевого управления остаётся неизменной, а гидравлическая управляет электроникой. Таким образом, управление становится более гибким и приспособляемым. Например, усилие на рулевом колесе варьируется в зависимости от скорости.

Третий этап — отказ от рулевых тяг, рычагов и гидравлики в пользу рулевых электроприводов. Единственная связь управляющего рулевого колеса и управляемых колёс — электрокабель, а поворот колёс выполняют электродвигатели. Эта конструкция обладает некоторыми преимуществами перед гидравлической системой: она может устанавливаться в малом пространстве, без использования дополнительного оборудования, резервуаров, шлангов и пр.

Применительно к автопоездам подобные системы позволяют улучшить маневренные качества, а также повысить безопасность движения и сохранность груза. На основе подобных систем может быть объединено и, главное, синхронизировано между собой в совместной работе управление системами транспортных агрегатов: двигатель, трансмиссия, управление поворотом, тормозная система, системы дополнительной активизации и т.д.

Это позволит обеспечивать: эффективное с точки зрения назначения автопоезда длительное движение в определённых условиях с минимальной утомляемостью водителя; полную реализацию эксплуатационных

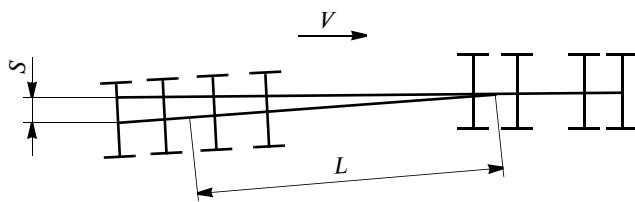


Рис. 1. Смещение прицепного звена при выходе автопоезда из поворота:
S — смещение прицепного звена; L — база полуприцепа; V — вектор скорости

свойств автопоезда (например, тягово-скоростных), заложенных в его конструкцию; заданный уровень показателей эксплуатационных свойств (управляемости, устойчивости движения и маневренности автопоезда), определяющих качество управляемого движения; безопасность движения в целом.

Применение таких систем наряду с традиционными видами управления поворотом колёсных машин (кинематическим, динамическим или силовым способами управления) позволит наиболее эффективно применять комбинированный способ управления, сочетающий в себе воздействие на управляемые колёса и сочленённые звенья совместно с применением тормозных механизмов или специальных механизмов поворота. Этот способ управления позволяет сочетать в одной конструкции положительные свойства обоих способов: возможность точного управления на высоких скоростях и обеспечения хорошей маневренности. Комбинированное управление может использоваться как постоянно, так и периодически.

Колёса прицепного звена вследствие большой его базы должны поворачиваться на достаточно большой угол, который ограничен конструктивными особенностями колёсной арки. В то же время на подобных транспортных агрегатах имеется система дополнительной активизации колёс прицепного звена, регу-

лируя мощность которой, можно получить увеличение маневренных качеств автопоезда. Для сравнительной оценки схемы рулевого управления многоосного автомобиля с точки зрения потерь полезного объёма корпуса целесообразно использовать объёмный показатель колёсного движителя $D_v = (m_k/n_k)(K_v - 1) + 1$, где m_k и n_k — число колёс соответственно поворотных и общее, $K_v = V_0/V_k$, V_0 — объём, занимаемый колесом при его повороте на максимальный угол в обе стороны, без учёта хода подвески; V_k — объём, занимаемый колесом в нейтральном положении.

В то же время управление колёсами прицепного звена необходимо зачастую только при маневрировании на ограниченном пространстве, а при прохождении поворотов на большинстве дорог общего пользования система может быть выключена, что при наличии гидравлического следящего привода сделает непросто. В то же время для электронных систем все эти настройки могут быть заложены в программу центрального компьютера и изменяться в зависимости от трассы, по которой происходит движение.

Применение совместного регулирования тормозной системы, системы управления активизацией привода и системы управления поворотом позволит снизить вероятность складывания автопоезда. Подобное явление происходит в результате резкого торможения, а также при пробуксовке колёс тягача, с включённой системой дополнительной активизации колёс прицепного звена (когда прицеп набегает на тягач, потерявший достаточный контакт с дорожным покрытием), и может усугубиться включением системы поворота, имеющей задающим параметром угол складывания. В данных случаях важную роль играет синхронизация работы систем управления поворотом, тормозной системы и системы активизации.

По сравнению с гидравлической системой управления с золотниковыми распределителями, электронная

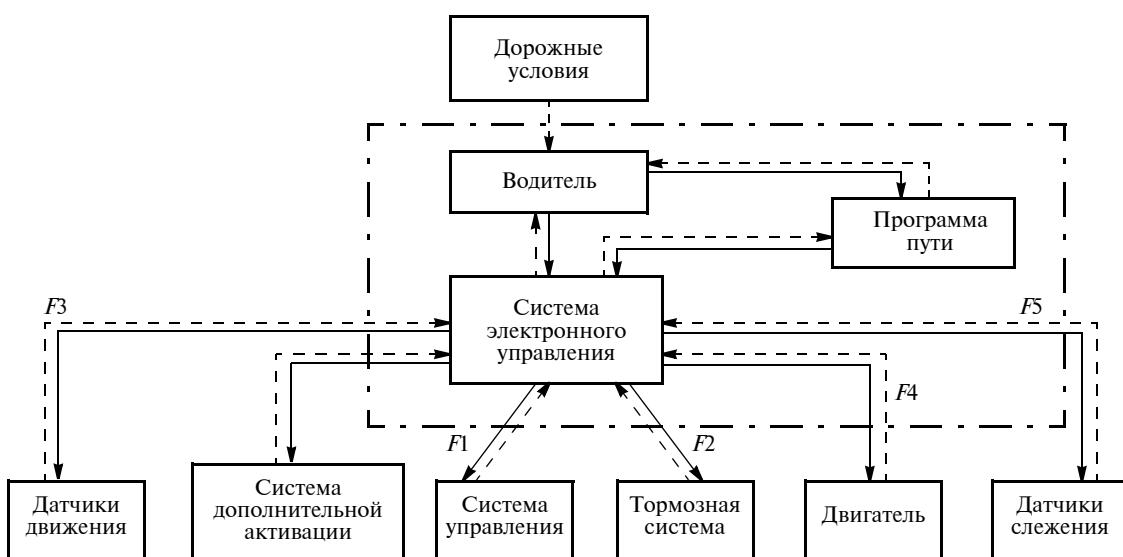


Рис. 2. Принципиальная схема системы электронного управления движением автопоезда:

F_1 — угол поворота: рулевого колеса, управляемых колёс тягача и прицепного звена; F_2 — величина тормозного усилия, температура тормозных колодок, износ; F_3 — скорость движения, угловая скорость вращения колёс тягача и прицепного звена; F_4 — частота вращения коленчатого вала двигателя; F_5 — нагрузка, жёсткость шин (изменяющаяся из-за нагрева внутреннего воздуха в процессе движения); пунктирные стрелки —ющее воздействие; сплошные — информационный канал

система управления позволит избежать такого нежелательного явления, как смещение продольной оси прицепного звена относительно продольной оси тягача, которое обусловлено наличием в управляющем золотниковом распределителе отрицательного перекрытия.

При выходе из поворота "закольцовка" силовых магистралей поворотных гидроцилиндров происходит раньше, чем колёса прицепного звена встанут в положение прямолинейного движения (рис. 1). Так как конструкция подвески автопоездов не приспособлена автоматически возвращать колёса в нейтральное положение (отсутствуют сход-развал колёс, наклон шкворня), дальнейшее движение автопоезда происходит со

смещением прицепного звена. (По нормативу допускается смещение его траектории после прохождения поворота не более 3 % от базы полуприцепа.)

Применение электронных систем управления поворотом позволит обеспечить введение корректировки сигнала управляющего поворотом колёс полуприцепа (рис. 2). Регулировка может производиться в зависимости как от постоянных, так и изменяющихся в ходе движения параметров: скорости, типа шин, установленных на тягаче и прицепном звене, массы транспортного средства, дорожных условий (покрытие и его состояние в соответствии с погодными условиями) и др.

УДК 629.365/367(075.8)
ББК 39.34-01-н73

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ДВИЖИТЕЛЯ МНОГОЦЕЛЕВОЙ КОЛЁСНОЙ МАШИНЫ С ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Доктора техн. наук ГУСЬКОВ В.В., БОЙКОВ В.П. и КАРПИЕВИЧ Ю.Д.;
СУШНЁВ А.А.

Белорусский НТУ (as.voshod@gmail.com)

Рассматриваются вопросы взаимодействия колёсного движителя со слабонесущей грунтовой поверхностью.

Ключевые слова: колёсный движитель, ведомые и ведущие колёса, законы сжатия и сдвига грунта, тяговая и динамическая характеристика.

Guskov V.V., Boikov V.P., Karpievich Y.D., Sushniov A.A.

INTERACTION OF THE PROPELLOR OF A MULTI-PURPOSE WHEELED VEHICLE WITH A GROUND SURFACE

The first article deals with the interaction of wheel propulsion with the ground surface.

Keywords: wheeled mover; slave and drive wheels, the laws of compression and shear the soil, pulling and dynamic characteristic.

Для освоения заболоченных территорий северной части России — Сибири, Дальнего Востока, Арктических районов — и охраны государственных границ необходимы многоцелевые транспортные средства повышенной проходимости — колёсные и гусеничные. При их создании приходится решать проблему взаимодействия движителей этих машин с грунтовыми поверхностями, обладающими слабой несущей способностью. Рассмотрим её на основе представлений о механике грунтов для динамических процессов, воспользовавшись при этом зависимостями сжатия и сдвига грунтов, предложенными В.В. Кацыгина, В.Ф. Бабковым и рядом других специалистов.

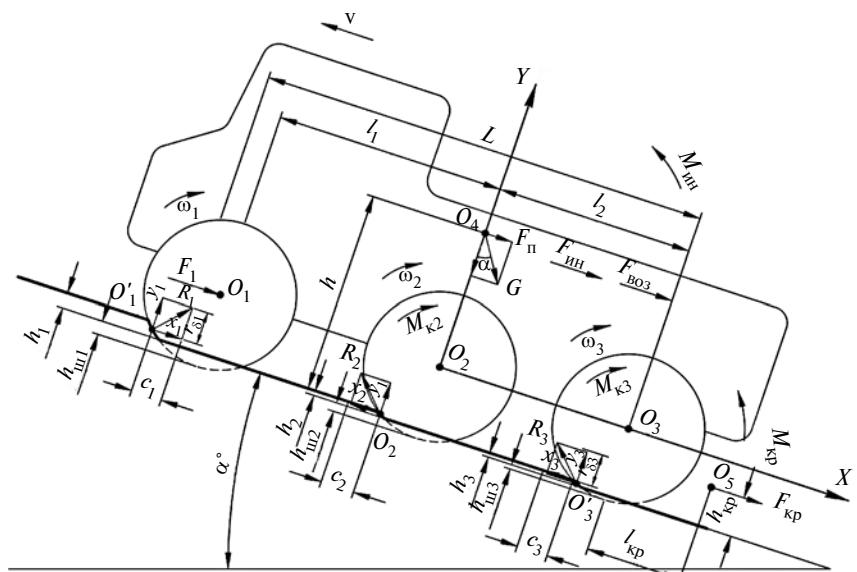
Процесс неустановившегося движения машины по грунтовой поверхности на подъём рассмотрим на примере автомобиля колёсной формулы 6×4, у которого два передних колёса — ведомые и управляемые, а

четыре задних — ведущие, неуправляемые (рис. 1).

На машину действуют: приложенные к центру колёс толкающая

сила F_t и крутящие моменты M_{ki} ; сила тяжести G ; силы инерции и моменты инерции J_{in} , приложенные к центру масс O_4 и центрам колёс O_1 , O_2 , O_3 ; сила сопротивления воздуха; крюковая F_{kp} нагрузка и момент M_{kp} от крюковой нагрузки; реакции грунта R_i , разложенные на две составляющие x_i и y_i .

Согласно правилу Д'Аламбера ($\sum X = 0$; $\sum Y = 0$; $\sum M_{02} = 0$) уравнение движения $\sum X = F_{\text{воз}} + F_{\text{ин}} + F_{kp} + G \sin(\alpha) + x_1 - x_2 - x_3 = 0$ для плоской модели принимает вид 1 (таблица). Здесь $(x_2 + x_3)$ — суммарная реакция колеса, направленная в сторону движения и являющаяся движущей реакцией, а x_1 — сила сопротивления качению колеса за счёт смятия грунта опорной поверхности и образования колеи h_i . В то же время формула



Rис. 1. Схема активных сил и моментов, сил инерции и моментов, силы сопротивления воздуха и крюковой нагрузки и реакции грунтовой поверхности

$\Sigma Y = y_1 + y_2 + y_3 - G \cos(\alpha) = 0$ преобразуется в уравнение 2.

При движении по горизонтальной поверхности в установившемся режиме, уравнения 1 и 2 упрощаются до уравнения силового баланса 3. Умножим обе его части на теоретическую скорость движения $v_T = \omega r_d$

(где ω — угловая скорость, r_d — кинематический радиус колеса) и прибавим к правой части уравнения группу сил $\pm(F_{\text{воз}} + F_{\text{срп}} + F_{\text{кр}})v_d$, умноженную на действительную скорость движения $v_d = v_T(1 - \delta)$.

Получаем уравнение мощностного баланса колёсной машины,

№	Формула	Примечания
1	$x_2 + x_3 = F_{\text{воз}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{кр}} + G \sin(\alpha) + x_1$	$(x_2 + x_3)$ — суммарная (движущая) реакция колеса; x_1 — сила сопротивления качению
2	$y = G \cos(\alpha)$	$y = y_1 + y_2 + y_3$ — суммарная реакция составляющей силы тяжести
3	$x = F_{\text{воз}} + F_{\text{ин}} + F_{\text{кр}}$	—
4	$xv_T = (F_{\text{воз}} + F_{\text{срп}} + F_{\text{кр}})(v_T - v_d) + F_{\text{кр}}v_d + F_{\text{воз}}v_d$	$v_T = \omega r_d$; ω — угловая скорость, r_d — кинематический радиус колеса
5	$\sigma = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{k}{\sigma_0} h$	σ — нормальное напряжение приложении вертикальной нагрузки; σ_0 — несущая способность грунта; k — коэффициент объёмного смятия грунта; h — глубина погружения штампа
6	$\tau = b f_{\text{ск}} q_x \left(1 + \frac{f_h}{ch \frac{\Delta_x}{k_t}} \right) \operatorname{th} \frac{\delta_x L_{\text{пп}}}{k_t} dx$	τ — напряжение сдвига; b — ширина штампа; q_x — давление $\text{Н}/\text{м}^2$; $f_{\text{ск}}$ и $f_{\text{пп}}$ — коэффициенты трения скольжения и покоя; Δ_x — сдвиг грунта; k_t — коэффициент деформации
7	$D_{\text{пп}} = \frac{D_0(h + h_{\text{ш}}) - h_{\text{ш}}(2h + h_{\text{ш}})}{h} = D_0 + \frac{h_{\text{ш}}}{h}(D_0 - 2h - h_{\text{ш}})$	—
8	$F_{\text{срп}} = \int_0^{h_0} b \sigma_0 \operatorname{th} \left[\frac{k}{2b\sigma_0} \ln \frac{D_0 - h}{D_0 - h_0} \right] dh$	—
9	$G = \int_0^{h_0} \frac{b\sigma(D_0 - 2h)}{2\sqrt{D_0h - h^2}} \operatorname{th} \left[\frac{k}{2b\sigma_0} \ln \frac{D_0 - h}{D_0 - h_0} \right] dh$	—
10	$h_{\text{ш}} = \frac{G}{2\pi p_{\text{ш}} \sqrt{r_0 r_c}}$	$p_{\text{ш}}$ — давление воздуха в шине; r_c — радиус сечения шины ($r_c \approx b/2$); r_0 —名义альный радиус, $r_0 = D_0/2$, м
11	$F_T = x$	—
12	$y = G$	—
13	$\Sigma M_0 = yc - xr_d = 0$	—
14	$x = \frac{c}{r_d} G$	—
15	$x = F_{\text{ост}}$	—
16	$y = G$	—
17	$M_k = yc + xr_d$	—
18	$\frac{M_k}{r_d} = \frac{c}{r_d} y$	—
19	$F_k = x + F_{\text{срп}}$	—
20	$F_k v_T = (x + F_{\text{срп}})v_T \pm (x + F_{\text{срп}})v_d$	—
21	$F_k v_T = (x + F_{\text{срп}})(v_T \pm v_d)$	—
22	$P_{\Pi} = P_{\text{бук}} + P_c + P_{\text{срп}}$	—

имеющее вид 4. Здесь произведение xv_T представляет собой мощность, подводимую к ведущим колёсам; $(F_{\text{воз}} + F_{\text{срп}} + F_{\text{кр}})(v_T - v_d)$ — мощность, теряемую на буксования или потерю скорости; $F_{\text{срп}}v_d$ — мощность, теряемую на преодоление сопротивления за счёт смятия грунта движителем и образования колеи; $F_{\text{воз}}v_d$ — мощность, теряемую на преодоление сопротивления воздуха; $F_{\text{кр}}v_d$ — мощность, теряемую на преодоление сопротивления прицепа и др.

Для того, чтобы оценить процесс взаимодействия колеса с грунтовой поверхностью примем следующие допущения: колесо движется по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме; грунтовая поверхность определяется физико-механическими свойствами и сопротивлением грунтов смятию и сдвигу; в качестве грунтовой поверхности примем луг суглинка нормальной влажности $W = 14\dots18\%$; опорная поверхность колеса, участвующая в процессе взаимодействия его с грунтовой поверхностью, имеет сложную конфигурацию, что затрудняет расчёт тяговых свойств колеса.

В качестве законов смятия и сдвига примем зависимости, предложенные профессором В.В. Кацкиным [4] — формулы 5 и 6 соответственно. Нормальное напряжение приложении вертикальной нагрузки σ иллюстрирует рис. 2, напряжение сдвига τ — рис. 3.

Для упрощения расчётов ряд исследователей [1, 2, 5] предлагают заменить опорную поверхность ведущего колеса опорной поверхностью жёсткого колеса, имеющего приведённый $D_{\text{пп}}$ диаметр (рис. 4). Здесь $D_{\text{пп}} > D_0$, а длины A и C опорной поверхности реального и приведённого колеса равны. Длина отрезка AB для эластичного и эквивалентного ему жёсткого колеса

$$AB = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h - h_{\text{ш}})^2} = \sqrt{r_{\text{пп}}^2 - (r_{\text{пп}} - h)^2}$$

или

$$2r_0(h + h_{\text{ш}}) - (h + h_{\text{ш}})^2 = 2r_{\text{пп}}h.$$

Преобразовав выражение, получим формулу 7. Так как второй член её правой части больше нуля и $D_0 > 2h + h_{\text{ш}}$, то $D_{\text{пп}}$ всегда больше D_0 .

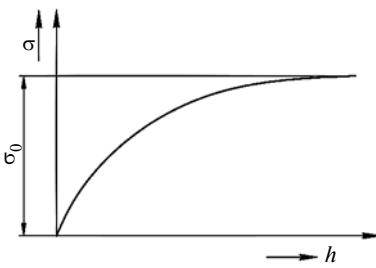


Рис. 2. Зависимость напряжения смятия от глубины погружения штампа

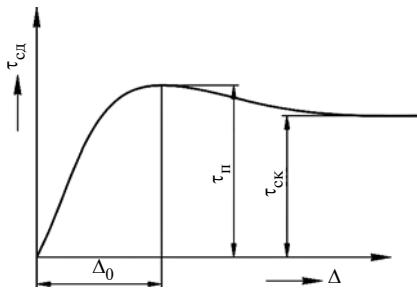


Рис. 3. Сопротивление грунтов сдвигающим нагрузкам

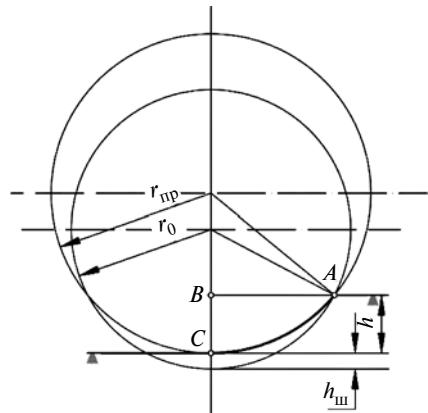


Рис. 4. Схема определения приведённого к жёсткому колесу диаметра эластичного колеса

При $h_{\text{ш}} \rightarrow 0$ эластичное колесо приближается к жёсткому. Такой случай имеет место при качении эластичного колеса с большим давлением воздуха вшине по переувлажнённому грунту.

Глубину h колёс можно рассчитать по уравнениям 8 и 9, предложенным В.В. Гусковым [2]. Деформацию шины $h_{\text{ш}}$ можно найти по формуле 10. С учётом этих допущений процесс взаимодействия колеса (ведомого и ведущего) с грунтовой поверхностью представлен на рис. 5. Здесь: r_0 , $r_{\text{ст}}$, $r_{\text{д}}$ — номинальный статический и динамический радиусы колеса; c и $r_{\text{д}}$ — координаты точки O' приложения реакции грунтовой поверхности; F_T и M_k — толкающая сила и крутящий момент, приложенные к центру O колёс; $F_{\text{ин}}$, $F_{\text{воз}}$, $F_{\text{кр}}$ — силы инерции, сопротивления воздуха и крюковой нагрузки; h и $h_{\text{ш}}$ — глубина колеи и величина прогиба шины под нормальной G нагрузкой.

Рассмотрим подробнее процесс взаимодействия ведомых и ведущих колёс с грунтовой поверхностью.

На ведомое колесо (рис. 5, а) действует толкающая F_T сила, приложенная к центру колеса и направленная в сторону движения. В результате взаимодействия колеса с грунтовой поверхностью возникает реакция R , направленная против движения, составляющими которой являются реакции x и y . Для рассмотрения уравнений процесса взаимодействия поверхности колеса AB с грунтовой поверхностью также используем правило Д'Аламбера и по-

лучим формулы 11, 12, 13. В последнем момент $y \cdot c$ представляет собой момент сопротивления ведомого колеса, возникающий за счёт образования колеи, т.е. $y \cdot c = c \cdot G$. Разделив полученное равенство на динамический радиус $r_{\text{д}}$, получаем формулу сопротивления качению колеса 14. Здесь $c/r_{\text{д}} = f$ — коэффициент сопротивления качению ведомого колеса за счёт образования колеи, а произведение $f \cdot G = F_{\text{спр}}$ — сила сопротивления качению за счёт образования колеи, т.е. $x = f \cdot G$.

На ведущее колесо (рис. 5, б) действует крутящий момент M_k , приложенный к центру колеса O , и вращающий колесо по часовой стрелке в сторону движения. Со стороны грунтовой поверхности действует реакция R , приложенная в точке O' и направленная в сторону движения. Согласно правилу Д'Аламбера получаем формулы 15, 16, 17. Разделив полученное равенство на динамический радиус $r_{\text{д}}$, получим формулу 18 сопротивления качению колеса. Здесь $M_k/r_{\text{д}} = F_k$ — касательная сила тяги, приложенная к центру колеса O .

В этом случае $c/y = f_{\text{спр}}$ — коэффициент сопротивления колеса и $f_{\text{спр}}G = F_{\text{спр}}$. Получаем уравнение тягового баланса 19. Для составления баланса мощности ведущего колеса умножим его правую и левую части на теоретическую скорость движения: $v_T = \omega r_k$, где ω — угловая скорость колеса, а r_k — кинематический радиус колеса. Для учёта пробуксовки δ ведущего колеса в правую часть уравнения 18 добавим

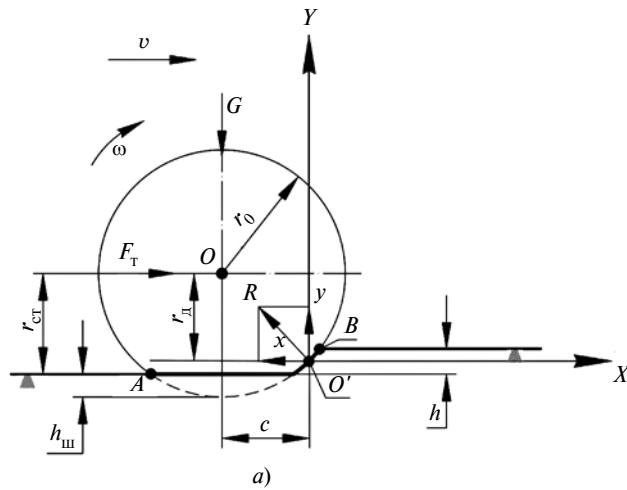


Рис. 5. Схема сил и моментов, приложенных к ведомому (а) и ведущему (б) колёсам, движущимся по горизонтальной грунтовой поверхности в установившемся режиме

и отнимем сумму $x + F_{\text{спр}}$, умноженную на действительную скорость v_d движения, где $v_d = v_T(1 - \delta) = \omega r_k(1 - \delta)$.

При расчётах мощностного баланса ряд исследователей [1, 2] приравнивают радиус r_k качения к динамическому радиусу r_d колеса. С учётом этих допущений, уравнение мощностного баланса ведущего колеса имеет вид 20. Приведя подобные члены, получим уравнение мощностного баланса ведущего колеса с учётом буксования 21, кото-

рое можно записать в форме 22, где: P_P — потенциальная мощность, подводимая к оси ведущего колеса, которая расходуется на преодоление буксования колеса $P_{\text{бук}}$, преодоление сопротивления грунта при его смятии опорной частью ведущего колеса и образования колеи $P_{\text{спр}}$ и на движение колеса при наличии реакции остова P_c , т.е. $xv_T = F_{\text{ост}}v_d$.

Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобиля. — М.: Машиностроение, 1951. — 232 с.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов и др.: Под общ. ред. проф. В.В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
3. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
4. Многоцелевые гусеничные и колёсные машины. Теория / Гуськов В.В. и др.: Под общ. ред. д-ра техн. наук, профессора В.П. Бойкова. — Минск.: Новое знание: М.: ИНФРА-М, 2012. — 543 с.
5. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. М.: ЮНИТИ, 2001. — 230 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.

УДК 629.113

ЕСТЬ ЛИ БУДУЩЕЕ У ДИАГОНАЛЬНЫХ ШИН?

Д-р техн. наук **БАЛАБИН И.В.**;
кандидаты техн. наук **БАЛАБИН О.И., ЧАБУНИН И.С.**
МНТК производителей и потребителей колёсной
и шинной продукции, МВОКУ (tchabunin@rambler.ru)

Приводится краткое описание истории развития пневматических шин, эволюция конструкции диагональных шин, их достоинства, недостатки и перспективы применения.

Ключевые слова: радиальные шины, диагональные шины, плавность хода, колёсные машины.

**Balabin I.V., Balabin O.I., Chabunin I.S.
IS THERE A FUTURE FOR DIAGONAL TIRES?**

A brief description of the history of the development of pneumatic tires, the evolution of the design of diagonal tires, their advantages, disadvantages and prospects

Keywords: radial tires, diagonal tires, the smoothness of the car, wheeled vehicle.

Первая пневматическая шина имела, как известно, диагональное построение силового каркаса. Такая конструкция пришла на смену сплошной резиновой шине и позволила качественно изменить механику взаимодействия мобильной машины с неровностями дороги. В результате автомобиль вышел из скоростного коридора, характерного для гужевого транспорта. То есть именно диагональная пневматическая шина позволила состояться современному скоростному и комфортабельному автомобилю.

Достойны восхищения те титанические усилия специалистов, благодаря которым стало возможным обеспечить надёжное соединение эластичной пневматической шины с жёстким ободом колеса, равно как создание беспрецедентного нового материала в виде армированной нитями резиновой оболочки со сжатым воздухом, податливой при взаимодействии с дорогой, обеспечивающей эффективное демпфирование ударного действия неровностей, с одной стороны, и чрезвычайную прочность и жёсткость на растяжение, без чего невозможно было бы обеспечить строгую кине-

матику, прочностные качества и безусловную надёжность столь ответственного узла.

Рождение резинокордной оболочки потребовало преодоления многочисленных трудностей, связанных с решением множества проблем по упрочнению природного каучука. Потребовалась большая и кропотливая работа, которая предшествовала появлению нового синтезированного материала — резины, обладающей гиперупругостью — новым неизвестным ранее свойством восстановления первоначальных размеров после снятия нагрузки, при действии которой материал испытывает чрезвычайно большие деформации в сравнении с другими конструкционными материалами — металлом, деревом и др. При этом сохранилась идеальная упругость при нелинейном процессе деформирования, что также выходило за рамки тогдашних представлений об упругости как обязательном линейном законе деформирования, характерном для упомянутых выше материалов. Именно эта особенность резинокордной оболочки, наполненной сжатым газом и обеспечила тот грандиозный успех, который сопутствовал автомобильному колесу с пневматической шиной. Находящийся под избыточным давлением внутри оболочки воздух взял на себя функцию упругого элемента, а резинокордная оболочка обеспечила его удержание и противостояла внешним силовым воздействиям со стороны автомобиля и дороги благодаря силовому каркасу из нитей прорезиненного корда — нового вида безузкой ткани. И для того, чтобы эта безузкая ткань могла эффективно противостоять действующим в её стенках усилиям, нити ткани должны были быть ориентированы под некоторым (близким к 45°) углом к экватору покрышки (рис. 1, а). Только в этом случае представлялось возможным обеспечение равнопрочности силового каркаса, стенки которого работают в условиях двухосного напряжённого состояния, воспринимая окружные и радиальные усилия.

Найденное решение на тот момент было единственным возможным и вошло во все нормативы и учебники. Несколько позже в тогдашнем НИИ шинной промышленности под руководством д.т.н., проф. В.Л. Би-

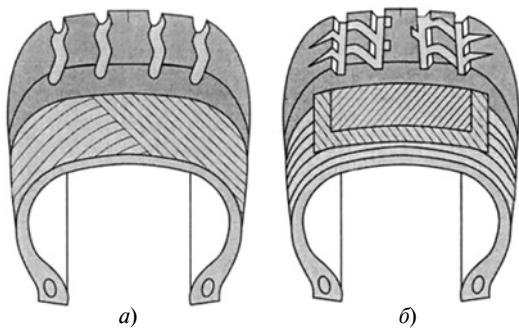


Рис. 1

дермана была разработана теория расчёта и проектирования автомобильных шин [1].

По мере развития конструкции шин и ужесточения требований к ним по нагрузкам, скоростям движения, плавности хода, а также для продления ресурса число слоев стали увеличивать до 4, 6 и более. А для коронной части, подвергавшейся интенсивным воздействиям от дороги, возникла необходимость усиления, что и было сделано введением дополнительного слоя корда с переплетением нитей под небольшим углом наклона к экватору, увеличивающего их жёсткость в окружном направлении. Так родилась важная деталь современных шин — брекер, или окружной пояс. Для повышения эффективности брекера стали наращивать его слойность. Тем самым была подготовлена почва для рождения радиальных шин, нити каркаса которых стали располагаться в радиальном направлении и, следовательно, эффективно противостояли радиальным деформациям. На нити же брекера возлагалась реализация окружных усилий, и, как оказалось, с этой задачей они прекрасно справлялись (рис. 1, б).

Таким образом, произошло очевидное разделение функции восприятия усилий: за каркасом — радиальные, за брекером — окружные. В результате удалось получить впечатляющий эффект по снижению сопротивления качению и повышению ходимости за счёт снижения проскальзывания шины в контакте с дорожной поверхностью. Однако наряду с этим снизились поглощающие свойства шин, оснащённых жёстким брекером, что особенно проявляется на дорогах с неровной поверхностью. Также было отмечено некоторое снижение сцепных свойств радиальных шин на дорогах с жидкой грязью, льдом или укатанным снегом, т.е. там, где дорога сама по себе не обеспечивает надёжного сцепления шин. В таких условиях радиальная шина оказывается менее эффективной по сцепным качествам, что не может не создавать проблем в плане безопасности.

Поскольку на дорогах с ледяной коркой проблему сцепления снимают шипы противоскольжения, а на грязных, заснеженных дорогах сцепление в значительной степени зависит от рисунка протектора, то повышенная жёсткость беговой дорожки радиальных шин в этих условиях не представляет собой острой проблемы, тем более, что все основные свойства радиальных шин значительно опередили аналогичные показатели шин диагональных. Обнаруженную на первых образцах детскую болезнь радиальных шин — более низкое

сопротивление боковому уводу, смогли ликвидировать повышением жёсткости боковых стенок вначале путём введения металлической сетки, а затем благодаря развитию крыльевого шнура вплоть до половины высоты профиля шин (рис. 2). Этому также способствовало и снижение высоты самого профиля — тенденция, которую нельзя считать исчерпанной благодаря улучшению ряда важнейших характеристик радиальной шины. В том числе и возможности создания однослоинных шин, позволяющих снизить гистерезисные потери, чего не допускают диагональные шины, где не может быть меньше двух слоёв корда.

Между тем именно эта деталь — многослойный жёсткий и, как правило, металлокордный брекер в условиях движения по дороге с ощутимыми неровностями типа мощёной дороги либо покрытой снежно-ледянной коркой проявляет не лучшие свои качества. В результате повышается вибронагруженность. По этой причине дорогостоящие представительские автомобили оборудуются шинами диагональной конструкции. В том числе и автомобили ЗИЛ, участвующие в парадах на Красной площади, мощёной брусчаткой.

Конечно, таких покрытий на дорогах общего пользования сейчас осталось немного и повышенной чувствительностью радиальных шин к воздействию микронеровностей можно пренебречь. Чего не скажешь о зимних дорогах: здесь усиление жёсткости коронной части радиальных шин оказывается гораздо сильнее.

Изложенные соображения дают основания внимательно взвесить все доводы и не списывать диагональную конструкцию каркаса для зимних шин. Руководствуясь прежде всего соображениями безопасности, можно пожертвовать теми преимуществами, которыми обладают радиальные шины, тем более, что в зимнее время при ограничениях скоростного режима они проявляются не столь существенно. Диагональные же шины в таких условиях предоставляют большие гарантии безопасности движения, пусть даже ценой некоторого ухудшения топливной экономичности и снижения ходимости.

Кстати, заметим: как показывает опыт эксплуатации зимних шипованных шин, причиной их списания, как правило, является не износ протектора, а выпадение шипов противоскольжения, берущих на себя основную часть касательных усилий при реализации тяговых либо тормозных сил. Что же касается расхода топлива, то при эксплуатации на умеренных режимах,



Рис. 2

реализуемых большинством квалифицированных водителей в зимнее время, различие в расходе топлива на радиальных и диагональных шинах оказывается малозначимым.

Таким образом, отвечая на поставленный вопрос о целесообразности производства и эксплуатации диагональных шин, можно, как нам представляется, утверждать: для зимних экстремальных условий диагональные шины, имеющие, как правило, более эластичную коронную часть, не только пригодны, но и предпочтительны.

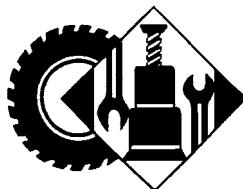
К достоинствам диагональных шин также следует отнести также и экономический фактор, который состоит в меньших затратах на производство в сравнении с радиальными, требующими применения более

дорогих резинокордных материалов для изготовления боковин. Последние, будучи подкреплены армирующим волокном только в радиальном направлении, оказываются способными противостоять окружным усилиям исключительно за счёт высококачественных и дорогостоящих резин. К тому же диагональные шины не требуют применения металлокордного многослойного брекера, что также удешевляет производство.

Таким образом, "сдавать в музей" шины диагональной конструкции никак нельзя.

Литература

- Бидерман В.Л., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П., Ненахов Б.В., Селезнев И.И., Цукерберг С.М. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация) — М.: Госхимиздат, 1963. — 384 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.33:519

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЙРОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Д-р техн. наук ДЬЯКОВ И.Ф.

Ульяновский ГТУ (8422.77-81-49)

Освещены вопросы выбора технологии ремонта транспортных средств в сфере эксплуатации. Целью обеспечения надёжности транспортных средств является принятие решения оптимальной технологии ремонта с использованием нейронной сети. Она позволяет оценить интенсивность отказов в зависимости от режимов нагружения и периодичности проведения технических воздействий. Конечным условием принятия того или иного технического воздействия (восстановление работоспособности детали) приняты денежные затраты, отнесённые к ресурсу детали. При этом используется новый показатель экономической целесообразности (эффективности) ремонта транспортного средства. В табличной форме приведена математическая модель периодичности проведения технического обслуживания с учётом основных факторов, влияющих на интенсивность отказов деталей. Показаны результаты исследования транспортных средств в условиях эксплуатации. Используемые рекомендации могут обеспечить экономический эффект более 20 % в сфере эксплуатации.

Ключевые слова: волнообразный отказ детали, первое поколение отказов, параметры потока отказов, ретроспективный анализ, весовые коэффициенты, сигмоидная функция.

Diakov I.F.
PROVIDING RELIABILITY OF VEHICLES WITH NEURON TECHNOLOGIES

Issues a choice of technology of repair of vehicles in the sphere of exploitation are discussed. The purpose of ensuring the reliability of vehicles is based on the decision of the optimal repair technology with a neural network. It allows to estimate the failure rate depending

on the loading regimes and the frequency of technical effects. The final condition for the adoption of a particular technical impact (rehabilitation of the part's operability) is the monetary costs attributed to the part's resource. At the same time, a new indicator of the economic efficiency (viability) of vehicle repair was used. A mathematical model of the frequency of technical maintenance is given in tabular form, taking into account the main factors affecting the failure rate of the parts. The results of a study of vehicles under operating conditions are shown. The recommendations used can provide an economic effect of more than 20 % in the field of operation.

Keywords: wave-like failure of the part, first generation of failures, parameters of the failure flow, retrospective analysis, weight coefficients, sigmoid function.

Транспортные средства в процессе эксплуатации многократно восстанавливаются путём замены отдельных деталей, сборочных единиц, проведения регулировочных работ, ремонтов, поэтому интенсивность отказов, как правило, не достигает максимальной величины, а носит волнообразный характер. Если рассматривать отказы какой-либо отдельной детали, то в соответствии с правилом 3σ все отказы детали первого поколения уложатся в интервале $R + 3\sigma$, т.е. отказы начнут появляться к моменту $(\bar{R} - 3\sigma)$, где \bar{R} — средний ресурс детали; σ — среднее квадратическое отклонение, и будут заканчиваться к моменту $\bar{R} + 3\sigma$, т.е. в этот период почти полностью заменяются детали первого поколения. Поскольку элементы первого поколения заменяются не одновременно, то плотность распределения отказов наблюдается при различных законах распределения (нормальный, Вейбулла, логарифмически нормальный, экспоненциальный), плотность распределения второго поколения будет иной, т.е. максимум наступает примерно при $2\bar{R}$ и с момента $(2\bar{R} - \sigma)$ начинается замена деталей второго поколения, и в дальнейшем поток отказов временно стабилизируется [1, с. 40, 2, с. 52].

Следовательно, на основе закономерностей изменения параметра потока отказов должна разрабатывать-ся система периодичности технических воздействий (диагностирования, технического обслуживания). Известно, что при эксплуатации автомобилей действую-щие нагрузки имеют переменный характер, которые зависят как от внешних факторов (дорожных и кли-матических условий, массы перевозимых грузов (пас-сажиров), скорости движения), так и от конструктив-ных особенностей транспортного средства. Макси-мальные нагрузочные режимы могут возникать также при резонансных явлениях в трансмиссии, подвеске и др. На основе анализа нагрузочных режимов можно выделить регулярные и нерегулярные, детерминиро-ванные и случайные, стационарные и нестационарные нагрузки, влияющие на интенсивность отказов при эксплуатации. Множество нагрузочных режимов не-достаточно полно связаны с километрами пробега, что требует уточнения достоверности показателей надёж-ности при эксплуатации транспортных средств. На ос-нове результатов исследований установлено, что коли-чество отказов имеет корреляционную связь с энерго-затратами на 29,9 % выше, чем с километрами пробега [3, с. 90].

Цель данной работы — повысить надёжность детали транспортных средств за счёт оптимального выбора ремонта и периодичности проведения технического обслуживания. Для этого необходимо решить следую-щие задачи: обосновать эффективность способа ремонта деталей путем её замены новой или восстановления; выявить с помощью нейронной технологии интенсив-ность отказов деталей; обосновать оптимальнуюperi-одичность проведения технического обслуживания с учётом нагрузочных режимов.

Для решения задачи прогнозирования показателей надёжности транспортных средств использована ней-ронная сеть, которая позволяет оценить, насколько изменилась интенсивность отказов после проведения соответствующих мероприятий и какие результаты получены на следующий год. На множестве данных нейронная сеть способна выполнять глубокий ретро-спектривный анализ, так как она обладает свойствами искусственного интеллекта. Если рассматривать за-даные дискретные значения интенсивности отказов $\{\lambda_{1(J_S)}, \lambda_{2(J_S)}, \dots, \lambda_{n(J_S)}\}$ за единицу наработки N ав-томобилей одинаковой марки с ежегодной наработкой, то задача прогнозирования состоит в предсказании изменения значения интенсивности отказов некото-рой будущей величины наработки $\Delta\lambda_{i(J_S)}$ агрегатов. За единицу наработки принимают $\text{kVt} \cdot \text{ч}$. Часть энер-гии расходуется на выполнение транспортной работы, часть — на износ трущихся поверхностей и усталост-ное разрушение деталей. Величину наработки J_{S_i} на транспортную работу определяли из выражения

$$J_{S_i} = \{k_n v_{cp} [m_h(k_\beta + \eta_\sigma)\psi] + 80z + F_w + F_f\} \times \\ \times t_{dv} 2,723 \cdot 10^{-6} / \eta_{tp},$$

где k_n — коэффициент пропорциональности; v_{cp} — средняя скорость движения; m_h — номинальная гру-

зоподъёмность транспортного средства; k_β, β — ко-эффициенты использования соответственно грузо-подъёмности и пробега; ψ — суммарные дорожные сопротивления движению; F_w, F_f — соответственно аэродинамическая сила сопротивления воздуха и сила инерции вращающихся масс; t_{dv} — время движения; η_{tp} — КПД трансмиссии.

Выбрав произвольный ряд интенсивности отказов, содержащих $N = 30$ автомобилей, и разбив их на три выборки (обучающую, тестирующую и контрольную), производим уточнение нейросети. К обучающим выборкам отнесены автомобили с пробегом более 100 тыс. км, тестирующим — более 150 и контролиру-ющим — более 50 тыс. км. Обозначим интенсивности отказов агрегатов через λ_1^d — двигателя, λ_2^p — руле-вого управления, λ_3^t — тормозной системы, λ_4^{pm} — пе-реднего моста, λ_5^{zm} — заднего моста и будем рассмат-ривать их в отдельности. Число нейронов равно числу прогнозируемых (тестируемых) автомобилей. Число-вые значения интенсивности отказов, тестирующие по десять двигателей, подаются на вход сети, на выходе получаем числовые значения интенсивности отказов, результаты сравниваются с пороговым значением ин-тенсивности отказов по контролируемым автомобилям.

На первом этапе прогнозирования выбирается тип сети (её архитектура), на втором подбираются па-раметры сети. Выбор типа сети — задача сложная и мо-жет быть решена различными типами нейронных се-тей: многослойным персептроном (MLR), радиально-базисной сетью (RBF), обобщённо-регрессионной сетью (GRNN), сетью Вольтерри и сетью Эльмана. Сеть Вольтерри — это динамическая сеть для нели-нейной обработки последовательности сигналов, за-держаных относительно друг друга. Работа нейросети заключается в преобразовании входных векторов в выходные векторы. Результат этого преобразования будет зависеть от подобранных параметров сети — "весов" их взаимосвязей. Проверка меры соглашенно-сти значений весов производится определением коэф-фициента корреляции r_i интенсивности отказов каж-дого двигателя в отдельности по наработке, затем они

суммируются и выражаются в виде $w_i = r_{ij} / \sum_{i=1}^m r_{ij}$, при-

чём $\sum_{i=1}^m w_{ij} = 1$, где m — количество входных сигналов.

Весовые коэффициенты входов сумматора, на кото-рые поступают входные сигналы, суммируются с учё-том соответствующих "весов", после чего результат сравнивается с пороговыми значениями w_{i0} интенсив-ности выборки по контролируемым автомобилям.

Таким образом, на вход нейрона поступает мно-жество сигналов, каждый из которых является векто-ром интенсивности отказов двигателя другого авто-мобиля (нейрона). Каждый вход умножается на соот-ветствующий "вес", аналогичный синаптической силе. Все произведения суммируются, определяя уровень активации нейрона. Эти входные сигналы соотвествуют сигналам, приходящим в синапсы биологичес-кого нейрона.

Для повышения точности прогноза производится предварительная (препроцессорная) обработка информации. Такая обработка сводится к масштабированию значений отсчётов в целях их приведения в единый диапазон [4, с.108]. Каждая выборка представляет собой дискретную функцию, заданную в точках на интервале от $J_{S_{\min}}$ до $J_{S_{\max}}$ с шагом $J_{S_\Delta} = 2$, где $J_{S_{\min}}$,

$J_{S_{\max}}$ – соответственно минимальное и максимальное значения аргумента этой функции. Если рассматривать интенсивность отказов транспортного средства по удельным затратам, то следует иметь в виду, по каким деталям или узлам больше всего появляются отказы, какова стоимость этих деталей. Из-за того, что стоимость запасных частей меняется из года в год, это вызывает затруднение в прогнозировании. Обладая сведениями об интенсивности отказов агрегатов или деталей по годовой наработке в единицах измерения (в километрах, L или в кВт·ч, J_S), предшествующих прогнозированию, сеть вырабатывает решение, каким будет наиболее вероятное значение последовательности отказов в последующий момент наработки (ΔL_{S_k}) k -го агрегата по их точности.

Учитываем, что обобщённо-регрессионная сеть имеет определённую точку по точности и эта точность убывает при отходе в сторону от данной точки. Сеть GRNN имеет два скрытых слоя: слой радиальных элементов и слой элементов, которые формируют взвешенную сумму для соответствующего вектора выходного слоя. Входной слой первого промежуточного слоя нейронов передаёт сигналы на второй слой, которые являются радиально симметричными. При этом выходной сигнал нейрона v_i определяется при этом зависи-

мостью $v_i = f \left(\sum_{i=1}^m w_{ij} \lambda_j^\Delta(t) + w_{i0} \right)$, где t – номер предыдущего цикла; w_{i0} – пороговые значения интенсивности отказов контролируемых автомобилей.

Аргументом функции выступает суммарный сигнал $U_i = \left(\sum_{i=1}^m w_{ij} \lambda_j^\Delta(t) + w_{i0} \right)$, который называют функцией активации.

Активация каждого j -го нейрона для N_i -го автомобиля записывается в виде взвешенной суммы $\text{net}_{\lambda_{ij}} = \sum_i w_{ij} \lambda_{S_{ij}}$. Выход каждого j -го нейрона является значением пороговой функции F_j , которая активизируется взвешенной суммой. Часто используют активационные функции: жёсткая пороговая функция; линейный порог; сигмоидная функция. В многослойной сети обычно применяют сигмоидную функцию $\sigma(\text{net})$, хотя может использоваться любая непрерывно дифференцируемая монотонная функция $\bar{\lambda}_{S_j} = \sigma_j(\text{net}_{\lambda_{S_j}})$.

Сигмоидная функция определяется из выражения [3] $\sigma_j(\text{net}_{\lambda_{S_j}}) = (1 + e^{-k \text{net}})^{-1}$, где k – положительное число, влияющее на растяжение функции: увеличение

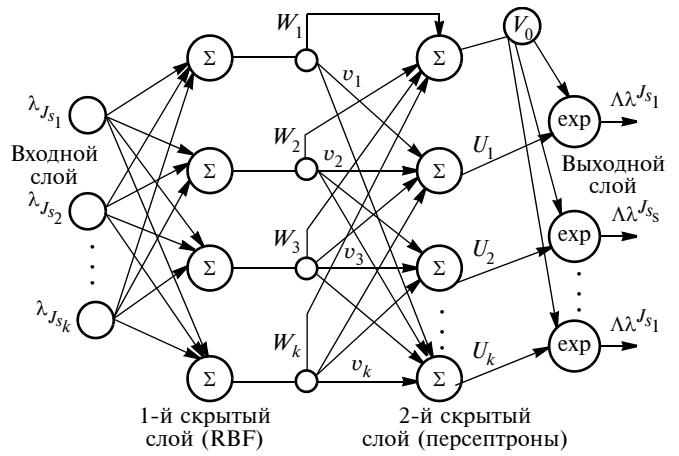


Рис. 1. Общая архитектура нейронной сети GRNN с нелинейной функцией

k сжимает функцию и имеет диапазон $0 < \sigma(\text{net}) < 1$, при $k \rightarrow \infty$ функция $\sigma(\text{net})$ приближается к функции Хевисайда. Этот коэффициент может использоваться в качестве параметра усиления, так как для слабых входных сигналов угол наклона сигмоидной функции будет крутым и функция будет изменяться быстро, производя значительное усиление сигнала. Для больших входных сигналов угол наклона функции будет немного меньше. Это означает, что сеть может принимать большие векторы сигналов и при этом оставаться чувствительной к слабым изменениям сигнала. Если выход нейрона $\lambda_{S_{ij}}$ задается в виде $\lambda_{S_{ij}} = \sigma_j(\text{net}) = (1 + e^{-k \text{net}})^{-1}$, то производная по отношению к данному нейрону $\sigma'(\text{net})$ вычисляется в виде

$$\sigma'_j(\text{net}) = \frac{k e^{-k \text{net}}}{(1 - e^{-k \text{net}})^2} = \frac{k \sigma(\text{net}_{S_j})}{1 - \sigma(\text{net}_{S_j})} = k \lambda_{S_j} (1 - \bar{\lambda}_{S_j}),$$

т.е. является простой функцией от выходов нейрона. Структура одной нейронной сети GRNN представлена на рис. 1.

Здесь формируются взвешенные суммы для всех элементов выходного слоя. В качестве радиальной функции применяется метод Гаусса – последовательное исключение неизвестных. При $m = n$, где n – число дискретных отсчётов интенсивности отказов агрегатов автомобиля, с использованием операции системы приводится к треугольному виду (что при $\Delta \neq 0$ невозможно).

Для адаптации "весовых" коэффициентов сети используется фактическая погрешность прогнозирования из выражения $\delta_{S_j} = (\lambda_{S_j} - \Delta \bar{\lambda}_{S_j}) / \lambda_{S_j}$. Если использовать параллельное вычисление невязки, то необходимо разделить обучающую выборку по процессорам так, чтобы каждый из них вычислял погрешность по своей выборке, а затем ведущий процессор суммиро-

вал результат $\delta_{S_j} = \sum_{k=0}^{n-1} \delta_k$, где δ_k – значение невязки на k -м процессоре [3, с. 87]. Обучение персептрана требует наличия учителя и состоит в подборе весов w_{ij} .

чтобы выходной сигнал $\Delta\lambda^{J_S}$ был близок к заданному значению $[\Delta\lambda^{J_S}]$. Это обучение гетероассоциативного типа, при котором каждой обучающей выборке, представляющей вектором λ_{J_S} , соответствовало ожидаемое

значение $[\Delta\lambda^{J_S}]$ на выходе i -го нейрона. Обучение персептрона включает подбор весов по следующим четырём шагам.

Первый. Используют случайные значения, которые и подаются на вход нейрона, и рассчитывают значение выходного сигнала. По результатам сравнения с заданным $[\Delta\lambda^{J_S}]$ уточняются значения весов.

Второй. Если значение $\Delta\lambda^{J_S}$ совпадает с ожидаемым заданным значением $[\Delta\lambda^{J_S}]$, то весовой коэффициент w_{ij} не изменяется.

Третий. Если $\Delta\lambda^{J_S} = 0$, а соответствующее заданным значение $[\Delta\lambda^{J_S}] = 1$, то значения "весов" уточняются в соответствии с выражением $w_{ij}(t+1) = w_{ij}(t) + \lambda_{J_{S_K}}$, где $(t+1)$ — номер текущего цикла.

Четвертый. Если $\Delta\lambda^{J_S} = 1$, а заданное значение $[\Delta\lambda^{J_S}] = 0$, то значения "весов" уточняются в соответствии с формулой $w_{ij}(t+1) = w_{ij}(t) - \lambda_{J_{S_K}}$.

После уточнения весовых коэффициентов подставляется очередной обучающий вектор и связанное прогнозируемое значение $[\Delta\lambda^{J_S}]$ и значение весов уточняется. Этот процесс многократно повторяется на всех обучающих выборках, пока не будут минимизированы различия между всеми значениями выходных параметров и заданными значениями $[\Delta\lambda^{J_S}]$. Минимизация различий между фактическими реакциями нейрона $\Delta\lambda^{J_S}$ и прогнозируемыми значениями может быть представлена как минимизация конкретной целевой функции с погрешностью, определяемой из выражения $Z = \sum_{k=1}^p (\lambda_{J_S}^{(K)} - [\lambda_{J_S}])^2 \rightarrow \min$.

Такая минимизация при использовании правила персептрона проводится по методу безградиентной оптимизации. Если представить выход i -го нейрона RBF-слоя как v_i , то выходной вектор определённой длины сигнала 1-го нейрона второго промежуточного слоя вычисляется по формуле $U_i = \sum_{i=1}^k v_i$, где k — число нейронов в RBF-слое. Обозначив весовой коэффициент i -го нейрона RBF-слоя как w_i , получим формулу для суммы "весов" $v_0 = \sum_{i=1}^k w_i$. Выходной слой делит взвешенные суммы на сумму "весов" и выдаёт окончательный прогноз. При поступлении на вход нейрона

некоторого множества одинаковых сигналов числовых значений (отказов), каждый из которых является выходом другого нейрона, каждый вход умножается на соответствующий w_i и все произведения суммируются, определяя уровень активации нейрона.

Весовые коэффициенты меняются при передаче от слоя к слою по формуле $\Delta_w = -\dot{\eta} \partial \delta_{J_S} / \partial w_{ij}^{(k)}$, где $\dot{\eta}$ — коэффициент скорости обучения; $w_{ij}^{(k)}$ — коэффициент синаптической связи (весовых коэффициентов) k -го нейрона от i -го слоя к j -му слою; δ_{J_S} — функция суммарной ошибки сети.

Принцип функционирования первого скрытого промежуточного слоя первого нейрона показан на рис. 2. Затем вектор выходных сигналов V_i передается на вход второго промежуточного слоя. Второй суммирующий блок складывает взвешенные входы алгебраически, создавая выход $\lambda_{J_S} = \sum_{i=1}^k \lambda_{J_{S_i}} w_k$. Сигналы, поступившие к нейрону одновременно по нескольким дендритам, суммируются. Если суммарный импульс превышает некоторый порог, нейрон возбуждается, формирует собственный импульс и передаёт его далее по аксону.

Базисные функции RBF-слоя задаются матрицей A , но на практике для описания элементов более удобно использовать матрицу корреляции K , которая получается из матрицы A следующим образом: $K = A^T A$, где A^T — транспонированная матрица базисной функции первого скрытого слоя. Центр нейрона радиального слоя обозначим через c_i . Результаты обработки входных показателей и наработка между отказами $\lambda_{J_{S_K}}$ вычисляются по следующим формулам:

$$\lambda_{J_{S_K}} = -\frac{1}{2} \sum_{S_i=1}^n \left(\lambda_{J_{S_i}} - c_i^{J_{S_K}} \right)^2; \quad \lambda_{J_{S_j}} = \sum_{j=1}^n \lambda_{J_S}^{(K)};$$

$$\Delta\lambda_{J_{S_i}} = \sum_{j=1}^k \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{\lambda_{J_{S_j}}}{\sigma_j^2}\right) w_k,$$

где σ_j — сигмоидная функция; k — число нейронов.

Множитель $1/2$ вводится для упрощения операции дифференцирования. Вектор выходных сигналов $\lambda_{J_{S_K}} w_k$ передаётся на вход второго промежуточного

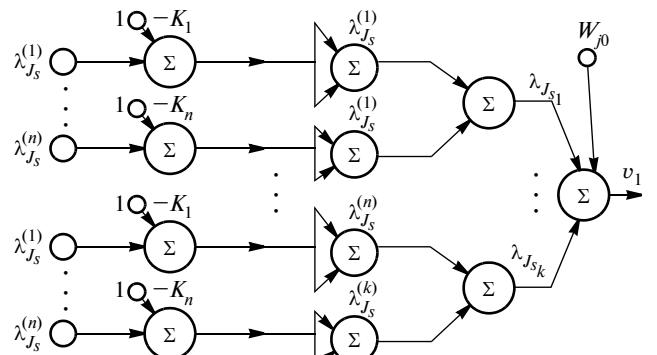


Рис. 2. Структура первого скрытого RBF-слоя сети GRNN

слоя сети. Выходное значение сети имеет вероятностный характер, поэтому его легче интерпретировать. Обучение сети необходимо выполнять отдельно для каждого ряда по наработке, оно должно сводиться к минимальному значению невязки, определяемому из выражения

$$\delta_k = \sum_{i=0}^{z-1} (\Delta J_S - \bar{\Delta} J_S)^2 = \sum_{i=0}^{z-1} \sum_{j=0}^{p-1} (\Delta J_{S_i} - \bar{\Delta} J_{S_j})^2.$$

Анализ данных, основанный на нейронной сети, может работать только с числовыми данными, из чего следует необходимость преобразовывать символьные данные в числовые. Простейший способ — создание таблицы соответствий между символьными и числовыми данными.

Нейроны внутренних слоёв, которые связаны с выходами, имеющими большую погрешность, должны изменять свои "веса" значительно сильнее, чем нейроны, соединённые с корректными выходами. Следовательно, "веса" данного нейрона должны изменяться прямо пропорционально ошибке тех нейронов, с которыми данный нейрон связан.

Таким образом, обратное распространение этих ошибок через сеть позволяет корректно настраивать "веса" связей между всеми слоями. В этом случае величина функции ошибки уменьшается и сеть обучается. Если функция ошибки прямо пропорциональна квадрату разности между допускаемым показателем и действительными выходами, то для всей обучающей выборки используют выражение $\delta_{h_o} = \frac{1}{2} \sum ([\lambda_{J_{S_i}}] - \bar{\lambda}_{J_{S_j}})^2$.

Таблица 1

Наименование агрегата, системы	ЗИЛ-433360		УАЗ-3303	
	Интенсивность отказов, 1/1000 км	Прогнозируемые отказы, 1/1000 кВт·ч	Интенсивность отказов, 1/1000 км	Прогнозируемые отказы, 1/1000 кВт·ч
Двигатель	0,045	0,037	0,023	0,018
Рулевое управление	0,036	0,016	0,017	0,012
Тормозная система	0,025	0,018	0,009	0,004
Передний мост	0,047	0,024	0,028	0,012
Задний мост	0,018	0,011	0,011	0,007

Таблица 2

Параметры надёжности	Автомобиль	
	ЗИЛ-433360	УАЗ-3303
Среднее число отказов за назначенный ресурс (250 тыс. кВт·ч)	10,90	7,07
Поток отказов	0,039	0,0133
Выборочное среднее квадратическое отклонение потока отказов, 1/тыс. кВт·ч	0,418	0,0092
Коэффициент гарантированной вероятности параметра потока отказов, t_r	3,56	3,99

Наконец, выходной слой делит взвешенные суммы на сумму весов и выдаёт окончательный результат.

Наилучший прогноз достигается при соотношении объёмов выборок 20:20:20. Оптимальными значениями параметров алгоритма являются: коэффициент скорости обучения $\eta_o = 0,7$; коэффициент момента обучения $\mu_o = 0,9$; количество итераций $t_r = 20$ и величина изменения коэффициента скорости обучения $\alpha_c = 0,1$. Число сигналов в скрытых слоях сети определяется для каждого транспортного средства отдельно. В итоге каждый нейрон способен определить вклад каждого своего "веса" в суммарную ошибку сети. Результаты прогнозирования интенсивности отказов агрегатов автомобилей представлены в табл. 1. По результатам исследования определены показатели работоспособности автомобилей ЗИЛ и УАЗ в целом по агрегатам (табл. 1). Параметры потока отказов вычислены с гарантированной вероятностью более 0,95 (табл. 2).

На основе эксплуатационных данных определена прогнозируемая наработка сборочных единиц автомобиля УАЗ-3303 до капитального ремонта (тыс. кВт·ч). Двигатель мод. 4146 с опытными деталями — 159,7; рулевое управление — 262,9; тормозная система — 394,4; передний мост — 37,59; задний мост — 107,4.

При расчёте годовых затрат учитывали количество проведённых технических обслуживаний [4. с. 172]. Нормативный срок проведения технических обслуживаний уточняли на основе существующего "Положения о техническом обслуживании и текущем ремонте" с учётом реальных условий эксплуатации.

Способы получения минимума удельных затрат на техническое обслуживание и текущий ремонт составляют с учётом комплекса факторов, в основу которых положены различные физические, физико-технические и химические процессы как при проектировании, так и при эксплуатации транспортных средств. Здесь рассмотрена взаимосвязь периодичности технических воздействий, влияющих на повышение работоспособности в процессе эксплуатации транспортных средств и, соответственно, на снижение удельных затрат на текущий ремонт. Для активного управления предельным уровнем удельных затрат необходимо учитывать комплекс факторов, влияющих на работоспособность транспортных средств, которая имеет следующие виды градации, определяемые при диагностировании узлов и агрегатов автомобиля: исправность, работоспособность, неисправность, неработоспособность, правильное функционирование, неправильное функционирование. Если выделить автомобили с эквивалентными значениями по грузообороту, количеству проведённых n_i обслуживаний и по количеству отказов X_Z , приходящихся на одно обслуживание, то можно составить математическую модель с исходными данными по затратам на текущий ремонт и техническое обслуживание автомобилей, которые представлены в табл. 3.

Наибольший интерес представляет проведение профилактических работ по прогнозирующему параметру, в тот момент, когда он достигнет критической величины (появление стуков от предельно допустимых зазоров, износа и т. д.). Если сохранить такое положение, то удельные затраты будут максимальными, по-

кольку ремонт транспортного средства может произойти в момент отказа детали.

Конечным условием принятия того или иного технического воздействия (восстановление работоспособности агрегата) являются затраты, отнесённые к ресурсу данного агрегата при условии сохранения эксплуатационных свойств. Тогда можно воспользоваться показателем экономической целесообразности (эффективности) ремонта, определяемым по формуле

$$k_3 = \frac{c_h}{R(J)_1} \geq \frac{c_b}{R(J)_2},$$

где c_h — отпускная цена новой детали; c_b — себестоимость восстановления детали выбранным методом; $R(J_1)$, $R(J_2)$ — наработка соответственно новой и восстановленной детали в $\text{kVt} \cdot \text{ч}$.

Приведённый показатель приемлем и для случая, когда метод восстановления данной детали влияет на эксплуатационные свойства транспортного средства, которые выражены через энергозатраты.

В целях обеспечения надёжности в эксплуатации деталей, восстановленных при ремонте транспортных средств, технология любого метода восстановления должна включать операции контроля в процессе восстановления. Периодичность контроля можно представить в общем виде $R'(J) = k_3 \bar{R}(J)$, Здесь k_3 — коэффициент эффективности, зависящий от того, во сколько раз периодичность контроля больше средней наработки между отказами; $\bar{R}(J)$ — средняя наработка транспортного средства между отказами.

Таблица 3

Годовой грузооборот, тыс. км	Трудоёмкость текущего ремонта, нормо-ч/тыс. км, при различном числе проведённых обслуживаний за год				
	10	15	20	...	n_i
40	$\tau_{11}X_{11}$	$\tau_{12}X_{12}$	$\tau_{13}X_{131}$...	$\tau_{1n}X_{1n}$
50
...
$Q_n(n)$	$\tau_{n1}X_{n1}$	$\tau_{n2}X_{n2}$	$\tau_{n3}X_{n3}$...	$\tau_{ni}X_{ni}$
Удельные простоя на ТР при j -м обслуживании	D_{tp1}	D_{tp2}	D_{tp3}	...	D_{tpi}

Таблица 4

Модель автомобиля	Время, машино-дни		Средний годовой пробег, км	Средняя периодичность нормативного планирования диагностики, км	
	в работе	удельные простоя в ремонте		по Положению	по критерию оптимальности
КамАЗ-5410	206	1,06	26 180	4000	3500
ГАЗ-3307	236	0,275	40 510	5000	4500
ЗИЛ-130В1	172	2,43	24 254	2100—3000	2200

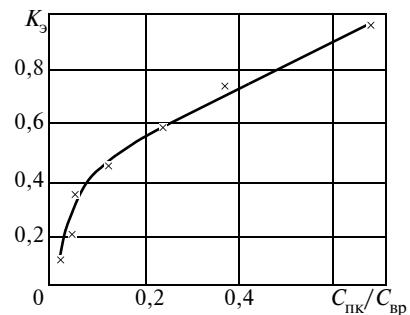


Рис. 3. Кривая оптимальности контроля надёжности для экспоненциального закона распределения отказов

Метод восстановления изношенной детали должен выбираться с учётом её функциональных и конструктивных особенностей. Существуют различные стратегии профилактического обслуживания: по календарному времени работы, по техническому состоянию, по пробегу и прогнозирующему параметру [5, с. 159].

Наибольший интерес представляет проведение профилактических работ по прогнозирующему параметру, так как величина энергии, затрачиваемая автомобилем, находится в тесной связи с условиями эксплуатации. Она изменяется в зависимости от нагрузки и дорожных условий. Следовательно, на основе закономерностей изменения параметров потока отказов можно разработать систему контроля и периодичности технического обслуживания. Уравнение для определения оптимальной периодичности контроля надёжности транспортного средства представлено в виде

$$\frac{R'(J)}{1 - R(J)^2} \int_0^{R(J)} [1 - \bar{R}(J)d\bar{R}(J) + \ln(1 - R'(J))] - \frac{c_{pk}}{c_{bp}} = 0,$$

где c_{pk} — затраты на выполнение планового контроля и обслуживания; c_{bp} — затраты на внеплановые ремонты.

Решение данного уравнения зависит от закона распределения наработки на отказ. При экспоненциальном законе распределения наработка на отказ уравнение примет вид $e^{\omega R(J)} = \omega R(J) - 1 - (c_{pk}/c_{bp}) = 0$, где e — основание натурального логарифма; ω — средний параметр потока отказов.

При законе Вейбулла распределения отказов деталей, когда $R'(J) = 1 - e^{-\alpha \bar{R}(J)^\beta}$, вид уравнения таков:

$$\frac{\alpha \beta R'(J)^{\beta-1}}{e^{-\alpha \beta R'(J)}} \int_0^{R(J)} e^{-\alpha \beta \bar{R}(J)} d\bar{R}(J) + \alpha \bar{R}(J)^\beta - \frac{c_{pk}}{c_{bp}} = 0.$$

На основании уравнений строятся кривые распределения отказов. На рис. 3 приведена кривая оптимальности контроля (диагностики) для экспоненциального закона распределения, которая зависит от отношения c_{pk}/c_{bp} , характерного для определённых условий эксплуатации. В табл. 4 приведены результаты исследования группы автомобилей КамАЗ, ГАЗ и ЗИЛ за год.

Поиск изменения интервала периодичности диагностирования можно осуществлять по показаниям бортового энергомера [4, с. 366], с помощью которого прослеживается техническое состояние транспортного средства в процессе движения. Общая диагностика

проводится в сроки, установленные для технического обслуживания, которые корректируются согласно предлагаемой методике.

Концепция технической диагностики в автомобилестроении и эксплуатации заключается в том, что она становится одним из важнейших факторов в деятельности производства и эксплуатации автомобиля и выполняет роль поставщика информации о надёжности эксплуатируемого транспортного средства. Диагностирование предназначается для решения одной или нескольких задач: проверка исправности и работоспособности, поиск неисправности, определение стабильности параметров работы узлов и агрегатов транспортного средства.

На основании приведённого графика можно определить оптимальную периодичность контроля сборочной единицы для принятых условий эксплуатации. Например, по данным статистики АТП-1183 г. Ульяновска установлено, что $c_{\text{пп}}/c_{\text{вр}} = 0,3$, известна также средняя наработка на отказ в $\text{kBt} \cdot \text{ч}$ — $k_s \bar{R}(J) = 600$. Необходимо определить оптимальную периодичность контроля, которая выполняется по формуле (2), тогда $R(J) = 600 \cdot 0,3 = 180 \text{ kBt} \cdot \text{ч}$.

Таким образом, для решения такого рода задач необходимо располагать данными о затратах на плановые обслуживания, на неплановые потери от простоев в зависимости от межремонтного интервала. Иссле-

дования, проведённые в условиях эксплуатации, определили новую концепцию построения технического диагностирования транспортных средств, которая с успехом может быть использована и на других автотранспортных предприятиях. Основным назначением диагностики, особенно оптимальной, является обеспечение безопасности движения, определение нарушения режима работы силовой, тормозной системы и других узлов и агрегатов транспортных средств. Получение таких данных крайне необходимо по всем типам машин и видам оборудования, поскольку на основе этих данных можно построить графики, определить периодичность технического обслуживания и диагностирования, что обеспечивает повышение надёжности на 15...20 %.

Литература

1. Авдо́нкин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Н.Ф. Авдо́нкин. М.: Транспорт, 1985. — 215 с.
2. Дидманидзе О.Н. Концепция технического сервиса по фактическому состоянию машин на основе оценки их параметрической надёжности / О.Н. Дидманидзе, Д.В. Варнаков, В.В. Варнаков // Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования Московский государственный агринженерный университет им. В.П. Горячина, 2016, № 2 (72). С. 51—57.
3. Горбань А.Н., Дунин-Барковский В.Л. и др. Нейроинформатика (<http://icm.krasn.ru/refextra.php?id=2795>). Новосибирск: Наука, 1998. — 296 с.
4. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс. Neural Networks: A Comprehensive Foundation. — 2-е. — М.: "Вильямс", 2006. — 1104 с.

УДК 534.6:629.113

МЕТОД АКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

ЛЕБЕДЕВ Д.В., д-р техн. наук ЛЕБЕДЕВ А.Е.

Ярославский ГТУ (dzemitory@yandex.ru)

Рассматривается способ диагностики узлов и агрегатов транспортного средства акустическим методом. Проведён ряд экспериментов для подтверждения целесообразности использования данного метода. Сделан вывод по результатам экспериментов.

Ключевые слова: диагностика, пассивный акустический мониторинг, шумодиагностический метод.

Lebedev D.V., Lebedev E.A.

THE METHOD OF ACOUSTIC DIAGNOSTICS FOR VEHICLE'S COMPONENTS AND ASSEMBLIES

A method of diagnosing components and assemblies of the vehicle using the acoustic method are considered in this article. Some experiments are carried out to confirm the feasibility of using this method. The conclusion by results of experiments is drawn.

Keywords: diagnostics, passive acoustic monitoring, noise-diagnostic method.

Опыт показывает, что практически любой водитель и квалифицированный механик способен получить достоверную информацию о техническом состоянии транспортного средства просто "прослушивая" машину. Причём не только судить об общей исправности агрегатов, но и довольно точно классифицировать дефекты. Однако подобные экспертные оценки сильно зависят от человеческого фактора, а действительно

высококлассных специалистов на предприятиях всегда не хватает. Да и существующие устройства для акустического мониторинга имеют довольно сложную конструкцию и высокую стоимость, что сдерживает их распространение. Между тем решить проблему можно с помощью компьютеризированной системы распознавания шумов, которые формируются на основе акустического сигнала.

Акустическая сигнатура любых узлов и агрегатов, подвергаясь износу в процессе работы, непрерывно меняется, однако обнаружить и оценить явные изменения зачастую удается непосредственно перед отказом. Так, известно, что подшипники, близкие к отказу по причине образования осадка на обойме, испускают характерный ноющий звук, отличающийся от нормальной сигнатуры процесса. Акустические датчики позволяют регистрировать подобные изменения заблаговременно и гораздо раньше, чем при использовании метода субъективного прослушивания. Программное обеспечение, работающее по определённым алгоритмам, отвечает за обработку полученных данных, а также их вывод на пользовательский интерфейс.

Для подтверждения возможности использования методов акустической диагностики был проведён ряд экспериментов. В основу исследования положен шумодиагностический метод, который можно отнести к пассивным методам акустической диагностики. Суть метода заключается в анализе спектра шумов работающего механизма транспортного средства. При этом датчиком для захвата испускаемых акустических сиг-

налов может являться обычный микрофон, что в значительной степени упрощает и удешевляет данный метод диагностирования с точки зрения требуемого диагностического оборудования. Исследование зависимостей акустических сигналов проводилось на телах вращения, а именно на подшипниках качения.

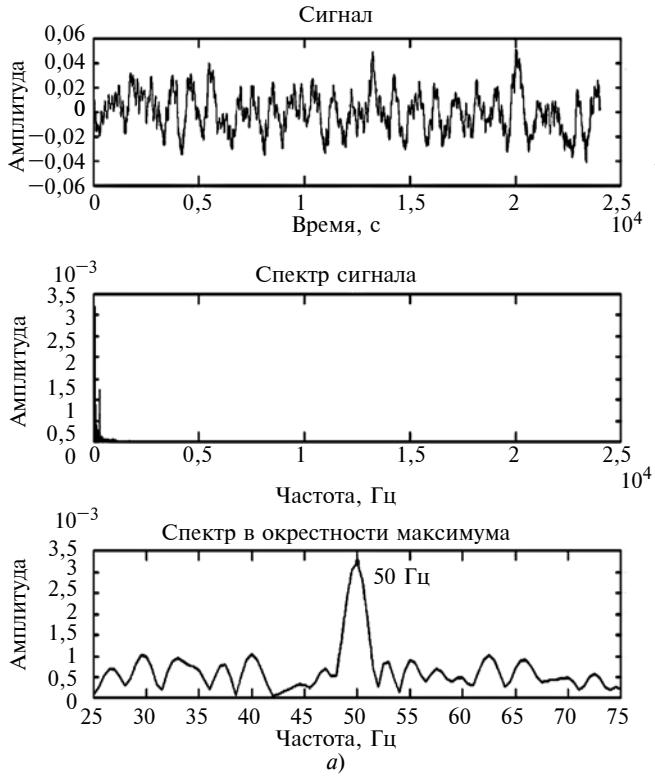


Рис. 1

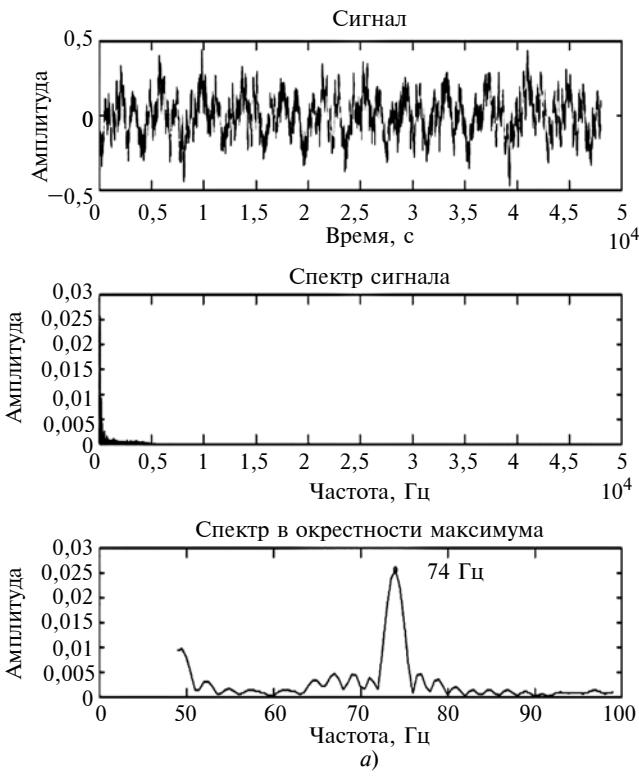
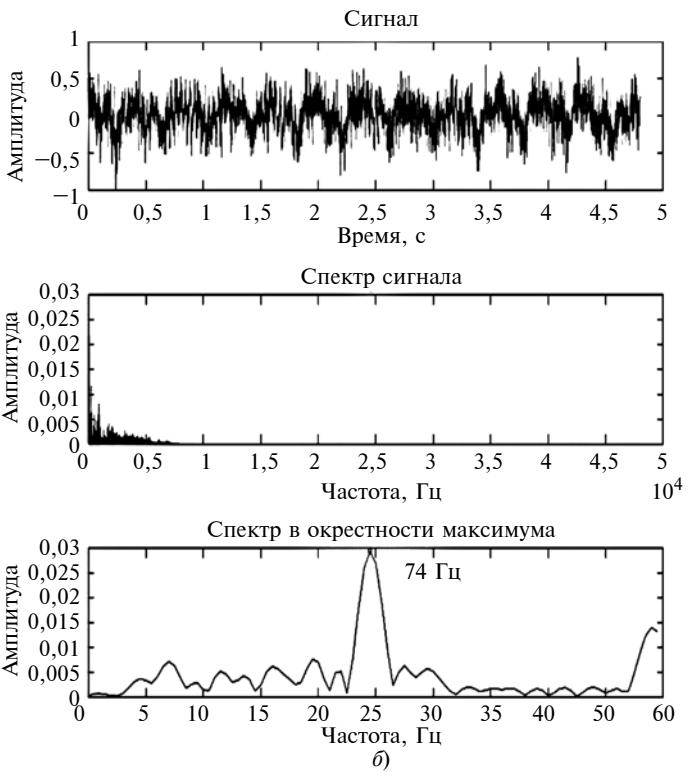
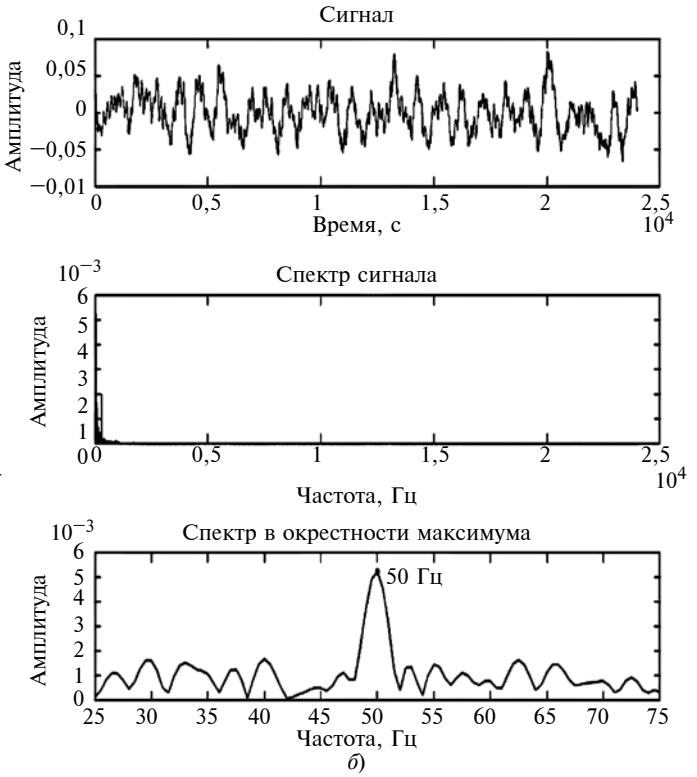


Рис. 2

Поставлено три эксперимента, в ходе которых прослушивались вентилятор охлаждения фирмы "Джембирид", выжимной подшипник "Рено Трафик" и ступичный подшипник правого переднего колеса "Ниссан Кашкай". В каждом опыте производили запись акустического сигнала (шумов) идентичных исправ-



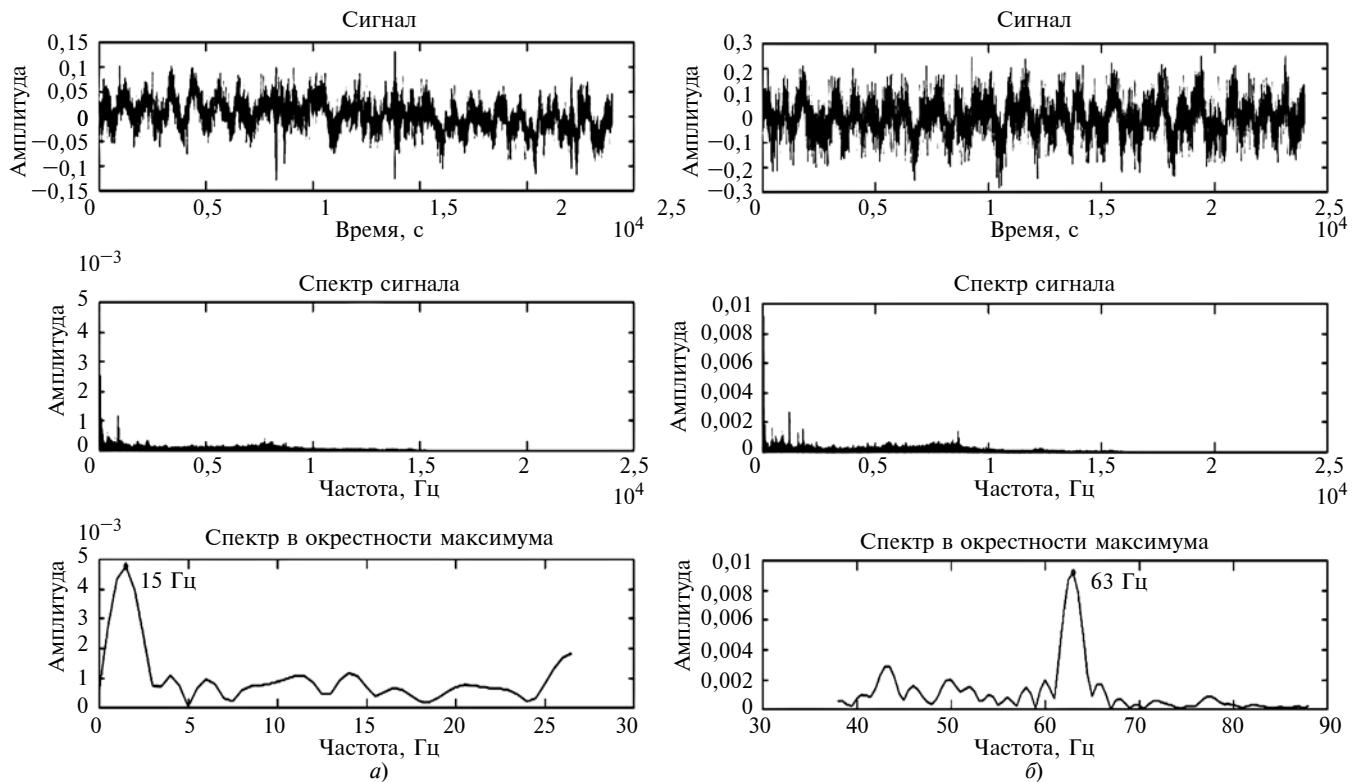


Рис. 3

ного и неисправного механизмов. Полученные данные обрабатывались в пакете программ математического моделирования "MATLAB".

Результаты экспериментов показаны соответственно на рис. 1—3. Для каждого приводится Фурье-анализ исправного (а) и неисправного (б) механизма. Как видим, применённый метод пассивной акустической диагностики смог идентифицировать отклонения в акустическом сигнале, проявившиеся вследствие износа механизма. Выявлены прямо пропорциональная зависимость степени износа и амплитуд, частоты с амплитудным максимумом. Это позволяет выделить из общего шума механизма и даже автомобиля в целом шум той детали, состояние которой близко к критическому. То есть применение акустических методов

диагностики, в частности шумодиагностического, имеет весьма хорошие перспективы.

Литература

- Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. М.: Машиностроение, 1971. 224 с.
- Ермолов И.Н. Неразрушающий контроль. В 5 кн. Кн. 2. Акустические методы контроля: Практ. пособие / И.Н. Ермолов, Н.П. Алешин, А.И. Потапов; Под ред. В.В. Сухорукова. — М.: Высш. шк., 1991. 283 с.
- Виноградов А.Ю. Мониторинг ходовой части локомотивов на основе метода акустической эмиссии / А.Ю. Виноградов, С.Г. Лазарев, А.А. Кибакло, А.В. Шведов // Евразия Вести. 2012. Январь. С. 13.
- Камышов С.С. Исследование акустических сигналов, излучаемых автомобильным транспортом. Известия ЮФУ. Технические науки. 2011. № 3. С. 187—194.

УДК 05.22.10

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ ОДНОСТОРОННЕЙ ТОЧЕЧНОЙ СВАРКИ

ДУБОВИК Е.А.

Донской ГТУ (dubovik1982@list.ru)

Предлагается технология расчёта точечной сварки пистолетом К-264 при кузовных работах на объектах автосервиса.

Ключевые слова: сварка, сварочный пистолет К-264, теплота, кузовные работы.

Dubovik E.A.

DEVICE FOR ONE-SIDED SPOT WELDING

The technology of calculation of the spot welding gun to K-264 in body work at the facilities service center.

Keywords: welding, welding gun, warmth, body work.

Для односторонней сварки листовых конструкций толщиной до 3,5 мм применяют пистолет К-264 со встроенным трансформатором, позволяющим получить напряжение во вторичной обмотке без нагрузки U_{20} , равное 3,2 В (рис. 1). Электроды закрепляются в электрододержателе и качаются на опоре, равномерно прижимаясь к детали. При этом они охлаждаются водой, поступающей через штуцер по трубке к корпусу электрододержателя.

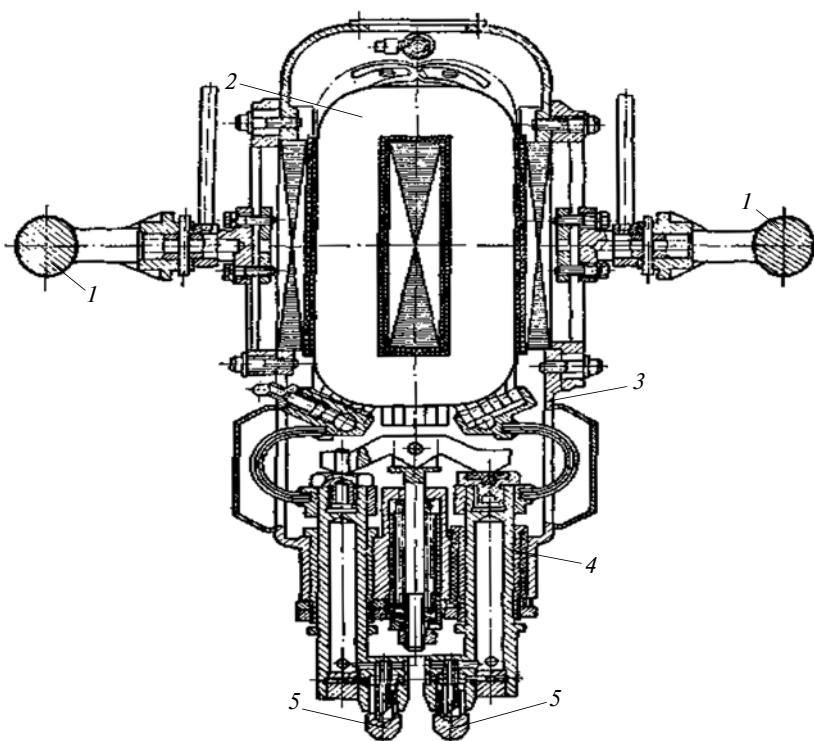
Вследствие сильного нагрева (до 700 °C) витка вторичной обмотки и

отсутствия принудительного охлаждения, данный пистолет позволяет выполнить постановку 3—5 сварных точек, после чего требует длительного охлаждения (порядка 30 мин). Это не позволяет рационально использовать рабочее время сварщика и приводит к длительному простою автомобиля в ремонте. Предлагаемая ниже модернизация даёт возможность без значительного изменения конструкции повысить его производительность за счёт отвода теплоты от вторичного витка с помощью водяной рубашки охлаждения. Подвод и отвод воды осуществляются по тем же шлангам, что и охлаждение электродов. В теле вторичного витка сверлятся отверстия, по которым будет протекать охлаждающая вода. В отверстиях нарезается резьба, в которую вворачиваются впускной и выпускной штуцеры.

Теоретический расчёт начнём с первой задачи — определения количества выделяемой теплоты за один цикл сварки по формуле 1 (см. таблицу). С учётом закона Ома формула примет вид 2. Принимаем, что сварщик ставит в течение минуты одну пару сварных точек. Тогда за 1 час он ставит $n = 60$ пар точек. Определим среднее секундное количество теплоты, выделяющейся при работе сварочного пистолета по формуле 3.

Вторая задача — определение необходимой площади поверхности нагрева (m^2), для чего воспользуемся формулой 4, где Δt — среднее значение температурного напора (разности температур) по всей поверхности нагрева, определяемое по формуле 5 (здесь Δt_6 — температурный напор на том конце поверхностей теплообмена, где он больше; Δt_m — температурный напор на противоположном конце поверхностей теплообмена). Вторичный виток сварочного трансформатора изготовлен из меди. В процессе протекания сварочного тока во вторичном витке кратковременно температура достигает значений порядка 700°C .

Третья задача — определение объёмного расхода ($\text{m}^3/\text{с}$) охлаждающей воды при $t_{\text{ср}} = \frac{t_1 - t_2}{2}$. (Здесь $t_1 = 20^\circ\text{C}$ — температура воды на вхо-



Приспособление для односторонней точечной сварки мод. К-264:

1 — рукоятка; 2 — трансформатор; 3 — неподвижная консоль; 4 — электрододержатель; 5 — электроды

№	Формула	Примечания
1	$Q_{\Pi} = I^2 R_{\text{вв}} t$	I — сила тока, протекающего во вторичном витке; $R_{\text{вв}}$ — общее сопротивление между электродами; t — время протекания тока (для точечной сварки — 0,8...1,6 с)
2	$Q_{\Pi} = \frac{U^2 t}{R_{\text{вв}}}$	$I = \frac{U}{R}$
3	$Q = \frac{n Q_{\Pi}}{3600}$	—
4	$F = \frac{Q}{k \Delta t}$	k — коэффициент теплопередачи; Δt — среднее значение температурного напора
5	$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$	—
6	$Q_{\text{в}} = \frac{Q \cdot 10^3 \eta_{\text{в}}}{c_{\text{pb}} t_{\text{ср}} \rho_{\text{в}}}$	$\eta_{\text{в}} = 0,97$; $c_{\text{pb}} = 4,174 \text{ кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $t_{\text{ср}} = 40^\circ\text{C}$; $\rho_{\text{в}}$ — плотность воды
7	$d_{\text{отв}} = \frac{F}{((nl) + l_1)\pi}$	F — площадь поверхности нагрева отверстия
8	$f_0 = \frac{\pi d_{\text{отв}}^2 n}{4}$	—
9	$d_1 = \sqrt{\frac{4f_0}{\pi}}$	—
10	$v = \frac{Q_{\text{в}}}{f_0}$	—
11	$D = (0,1 \approx 0,3) \sqrt{P_c}$	P_c — усилие сжатия свариваемых деталей
12	$P = \exp^{(-\lambda t)}$	—

де в сварочный пистолет; $t_2 = 60^\circ\text{C}$ — температура воды на выходе из него.) Расход вычисляется по формуле 6, где $\eta_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий рассеяние тепла поверхностью витка в окружающую среду, c_{pw} — массовая теплоёмкость воды.

Четвёртая задача — определение параметров трубы охлаждения.

Принимаем число параллельных каналов во вторичном витке трансформатора равным n . Длина каждого канала в соответствии с конструкцией витка составляет приблизительно l , м. Длина соединительных каналов — l_1 , м. Тогда по формуле

7 определим диаметр отверстий $d_{\text{отв}}$ во вторичном витке. Суммарная площадь поперечного сечения отверстий охлаждающих каналов определяется по формуле 8. Диаметр подводящего и отводящего отверстий определяется по зависимости 9, а скорость охлаждающей жидкости — по формуле 10.

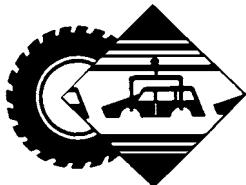
И, наконец, пятая задача — определение основных параметров электродов. Для точечной сварки электрод имеет цилиндрическую форму диаметром d_3 , которая со стороны крепления переходит в усечённый конус с уклоном 1:10, а с рабочей стороны — в сферическую контакт-

ную поверхность. Диаметр электрододержателя определяем по формуле 11.

В заключение — о безотказности работы сварочной системы и любого элемента сварки, характеризующейся потоком отказов P . Как известно, он определяется законом нормального распределения и, как видно из формулы 12, зависит от двух составляющих — интенсивности λ потока отказов и наработки t .

Литература

Расчёт и конструирование машин контактной сварки / Л.В. Глебов и др. М.: Энергоиздат., 1981. — 420 с.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113-233.2-55

АДАПТИВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРЕДНАТЯГА ПОДШИПНИКОВ

Кандидаты техн. наук ШАНДРОВ Б.В., БУЛАВИН И.А.;
САМОЙЛОВА А.С.

Московский Политехнический Университет (МАМИ)

Приводится анализ конструкции подшипниковых узлов с предварительным осевым натягом в редукторах ведущих мостов автомобилей и автобусов. Определено влияние силовых и деформационных факторов, возникающих при сборке, на точность создания силы преднатяга. Представлены результаты статистических исследований влияния каждого фактора. Приведены результаты совместных работ с заводами отрасли по созданию технологического оборудования для регулирования преднатяга подшипниковых узлов редуктора.

Ключевые слова: сборка, редуктор заднего моста, преднатяг подшипников, силовые и деформационные факторы, размерные цепи, технологическая установка.

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Samoylova A.S.
**ADAPTIVE CONTROL OF THE PROCESS OF ADJUSTING
THE PRELOAD OF BEARINGS**

In given article the analysis of a design of bearing mount assemblies with preliminary axial compression of bearings in reducers of leading bridges of cars and buses is resulted. Influence of the power and deformation factors arising at assembly, on accuracy of creation of force of preliminary axial compression of bearings is defined. Results of statistical probes of influence of each factor are presented. Results of teamwork with motor industry factories on creation of the process equipment for regulation of preliminary axial compression of bearing mount assemblies of a reducer are resulted.

Keywords: Assembly, reducer of the rear bridge, preliminary axial compression of bearings, power and deformation factors, dimensional chains, technological installation.

Сборка подшипниковых узлов и регулировка преднатяга подшипников главных передач в редукторах — наиболее ответственный и трудоёмкий этап технологического процесса сборки ведущих мостов транспортных средств. Именно на этом этапе достигаются требуемые параметры зацепления главной передачи редуктора и преднатяг подшипников. Между тем он требует высокой квалификации сборщика и плохо поддаётся автоматизации. Погрешности сборки, допущенные на этом этапе, влияют непосредственно на эксплуатационные показатели работы и на надёжность редуктора в целом.

Как показывает многолетний опыт, накопленный в Московском политехническом университете (МАМИ) по вопросам совершенствования конструкции и технологии сборки редукторов ведущих мостов автомобилей, основными причинами погрешностей сборки являются отклонения, вызванные силовыми факторами при выполнении различных соединений, деформациями сопрягаемых элементов, точностью измерения дистанционного элемента или пакета компенсаторов и их неконтролируемым рассеиванием, в особенности осевой податливостью конических роликоподшипников.

При сборке узла ведущей шестерни редуктора (рис. 1) с жёстким распорным элементом между коническими роликоподшипниками наружные кольца устанавливаются в корпус с гарантированным натягом. При запрессовке с нарушением схемы базирования возникает перекос колец, а неравномерный по жёсткости корпус и погрешности расточки приводят к ра-

диальными деформациями, которые проявляются в виде погрешности формы на поверхностях качения колец подшипников.

Эти погрешности формы в виде отклонений от круглости (10...20 мкм), а также перекос колец (0,08...0,1 мм) приводят к изменению осевой податливости дуплекса регулируемых подшипников, и как следствие — к изменению характеристики осевой деформации от осевой силы — силы преднатяга. Эта деформация δ_{a_0} (осевая податливость в коническом подшипнике в состоянии поставки) определяется по эмпирической формуле 1 (таблица). Для дуплекса регулируемых подшипников этот коэффициент будет равен сумме при последовательном соединении сжимаемых элементов: $C = C_1 + C_2$.

Главным силовым фактором здесь является сила преднатяга, которую необходимо обеспечить в окончательно собранном подшипниково-вом узле в соответствии с техническими требованиями, заданными конструктором в технической документации. В отдельных случаях задается сама сила преднатяга, в других — осевая деформация в подшипниках, но контроль всегда осуществляется по моменту трения в дуплексе подшипников. Взаимосвязь этих силовых и деформационных факторов показана рис. 2.

Измерения требуемой длины дистанционного распорного элемента или требуемой толщины компенсаторного звена выполняются с предварительным нагружением дуплекса подшипников технологической силой F_t по схеме, показанной на рис. 3. Подшипниковый узел, собранный в корпусе 2, устанавливается на фальш-оправку 1, между верхним подшипником 4 и дистанционной втулкой 3 устанавливается измери-

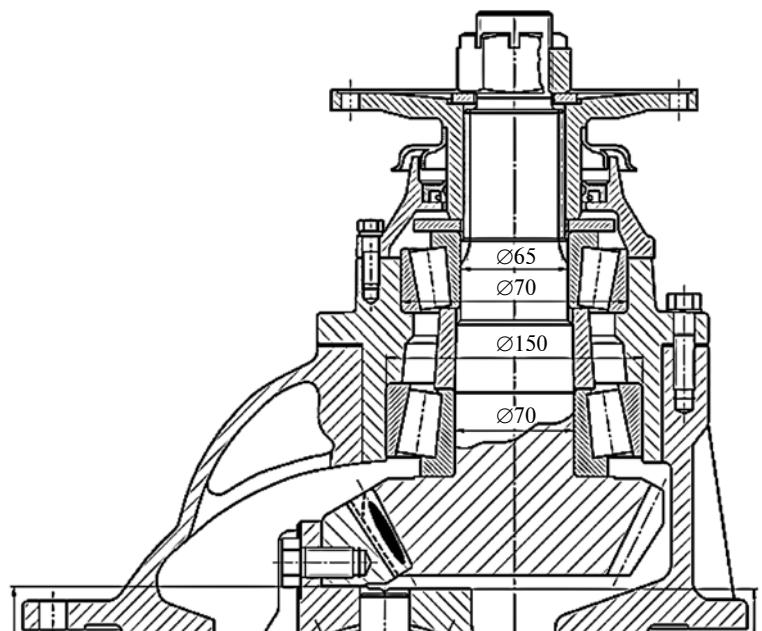


Рис. 1

тельный щуп 5, на подсобранный таким образом узел с помощью пиноли 8 прикладывается измерительная технологическая сила F_t , на корпус 2 с помощью привода 11 и плавающего пальца прикладывается вращение примерно 20...30 мин⁻¹, через 5...10 оборотов включается пневмопривод 9, который перемещает измерительный щуп 5 в зазоре между торцом внутреннего кольца верхнего подшипника и торцом дистанционной втулки. Требуемый размер компенсатора определяется как сумма показаний контрольного прибора 10 и толщины измерительного щупа 5.

№	Формула	Примечания
1	$\delta_{a_0} = CF_a^m$	F_a — осевая сила сжатия; m — эмпирический показатель степени; C — постоянный эмпирический коэффициент
2	$FT = \left(F_0^m - \frac{\delta_{\text{в.к}} + \delta_{0N}}{C_1 + C_2} \right)^{1/m}$	F_0 — сила преднатяга; $\delta_{\text{в.к}}$ — осевая деформация при сжатии внутреннего контура; δ_{0N} — осевое приращение монтажной высоты подшипника от запрессовки внутреннего кольца на вал-шестерню; $m = 2/3$
3	$\delta_a^{\Delta R} = \delta_{a_0} + 2,77 \left(\frac{\Delta R}{\Delta R_0} - 1 \right)^{0,526}$	ΔR — погрешность формы поверхности качения после сборки наружного кольца с корпусом; ΔR_0 — допустимая погрешность формы поверхности качения наружного кольца в состоянии поставки; δ_{a_0} — осевая податливость в коническом подшипнике в состоянии поставки
4	$\delta_a^{\Delta T} = \delta_{a_0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)^{0,3}$	ΔT — действительное значение перекоса кольца после запрессовки в корпус; ΔT_0 — предельно допустимое значение перекоса кольца подшипника в состоянии поставки
5	$\delta_a^{\Delta \text{сб}} = \delta_{a_0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)^{0,3} + 27,7 \left(\frac{\Delta R}{\Delta R_0} - 1 \right)^{0,526}$	—
6	$\delta_a = \frac{F_a^{0,665}}{Z^{0,438} l_p^{0,28} d_p^{0,178} (\sin \beta)^{1,863}}$	Z — число роликов; d — диаметр роликов; l — длина роликов; β — угол конуса наружного кольца (град.)
7	$(C_1 + C_2)_i = \delta_0^{\Sigma} / F_0$	—
8	$F_{T_i} = [F_0^m - (\delta_{\text{в.к}} + \sigma_{0N}) / (C_1 + C_2)_i]^{1/m}$	—

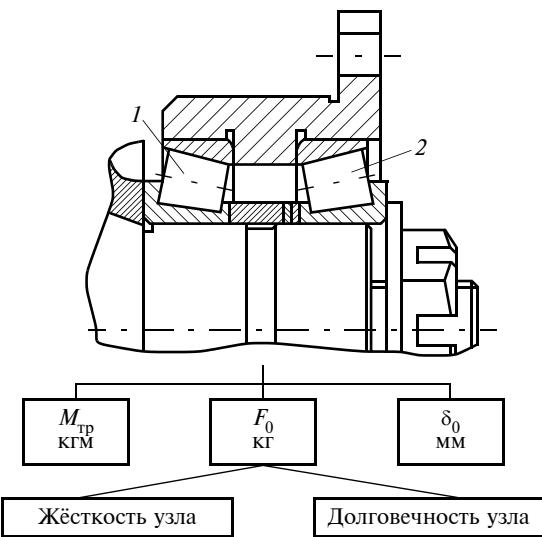


Рис. 2

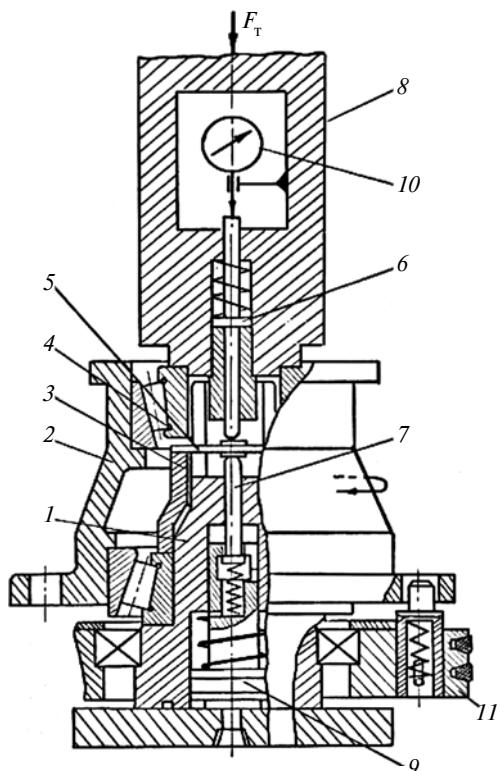


Рис. 3

Величина технологической измерительной силы F_t определяется по формуле 2, учитывающей силовые и деформационные факторы, возникающие при окончательной сборке подшипников, где: m — показатель степени, характеризующий осевую податливость подшипников как полукубическую параболу. Величина момента трения M_{tp} в дуплексе регулируемых подшипников в различных конструкциях может быть задана конструктором в диапазоне 0,15...0,35 кгс · м или 1,5...3,5 Н · м. Линейная величина преднатяга, соответствующая этим пределам, находится примерно в диапазоне 40...120 мкм. Взаимосвязь этих параметров преднатяга показана на рис. 4.

Таким образом, если перечисленные деформационные факторы C_1 , C_2 , δ_{oN} постоянны, то точность при измерении компенсатора будет обеспечена. Однако если какой-то из факторов в указанной формуле имеет разброс, то и требуемая технологическая сила для каждого измеряемого узла будет разной.

Как показали исследования этих факторов, осевая деформация при сжатии внутреннего контура и осевое приращение монтажной высоты подшипника имеют небольшой разброс ($\pm 10\%$). Однако осевая податливость подшипников дуплекса, а значит и коэффициенты C_1 и C_2 вследствие выше указанных погрешностей

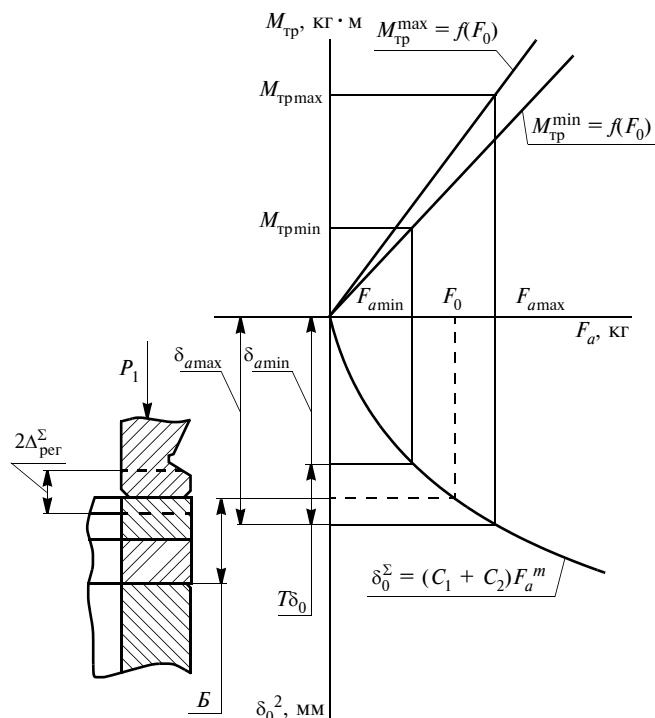


Рис. 4

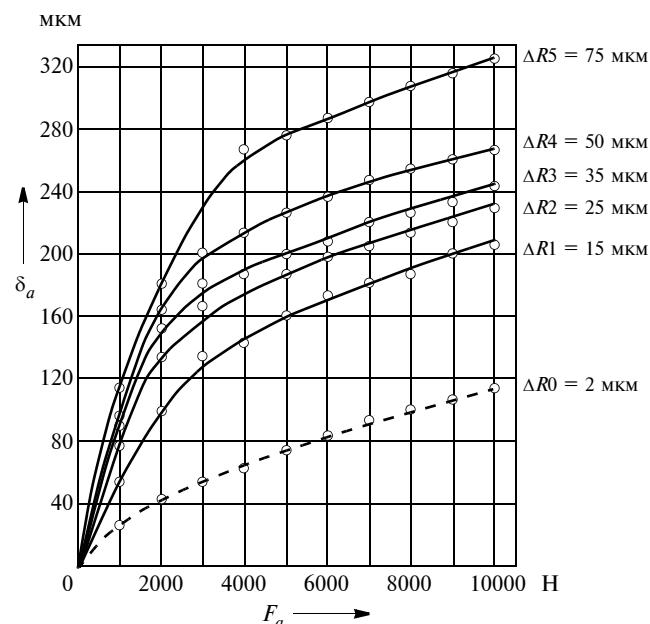


Рис. 5

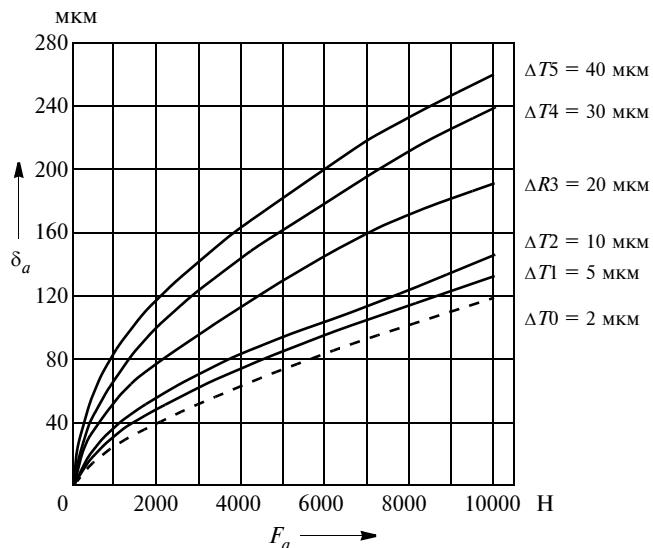


Рис. 6

формы и взаимного расположения колец подшипников имеют рассеивание $\pm 50\%$. Влияние погрешностей формы на осевую податливость конических ролико-подшипников можно определить по эмпирической зависимости 3, полученной на основе экспериментальных исследований, результаты которых приведены на рис. 5. Как следует из графика, разброс осевой деформации имеет существенное значение. Влияние перекоса колец на осевую податливость подшипников также получено на основе экспериментальных исследований (рис. 6). Эмпирическая зависимость имеет вид 4.

Объединяя частные эмпирические зависимости влияния погрешностей формы (отклонение от круглости) и взаимного расположения (перекос колец после запрессовки), получаем обобщённую эмпирическую зависимость 5, которая учитывает действительные погрешности и допустимые значения этих параметров. В приведённых формулах начальная осевая деформация δ_{a0} также определяется эмпирической зависимостью 6 с учётом геометрических параметров подшипника.

Зависимость влияния погрешностей сборки колец подшипников на разброс осевой податливости дуплекса конических роликов подшипников и точность регулирования преднатяга подшипников приведены на рис. 7. Из графоаналитического анализа приведённой номограммы следует, что для обеспечения точности преднатяга дуплексируемых подшипников технологическая измерительная сила должна варьироваться в пределах $F_{T_{\min}}^{C_1 + C_2}$ при C_{\min}^{Σ} и до $F_{T_{\max}}^{C_1 + C_2}$ при C_{\max}^{Σ} . Данный график наглядно показывает, что для обеспечения точности регулирования преднатяга дуплексируемых подшипников необходимо обеспечить адаптивный принцип обеспечения качества сборки.

Изменение суммы постоянных коэффициентов C_1 и C_2 в приведённой формуле для расчёта технологической измерительной силы с учётом разброса осевой податливости $\pm 50\%$ приведёт, как показывают расчёты (при $\delta_{B,K} = 0,05$ мм, $\delta_{0N} = 0,04$ мм и $C_1 + C_2 = 0,05 \dots 0,015$ мм/кг), к разбросу технологической измерительной силы более чем в два раза. Следствием этого будет погрешность измерения дистанционного распорного элемента или пакета компенсатора, что

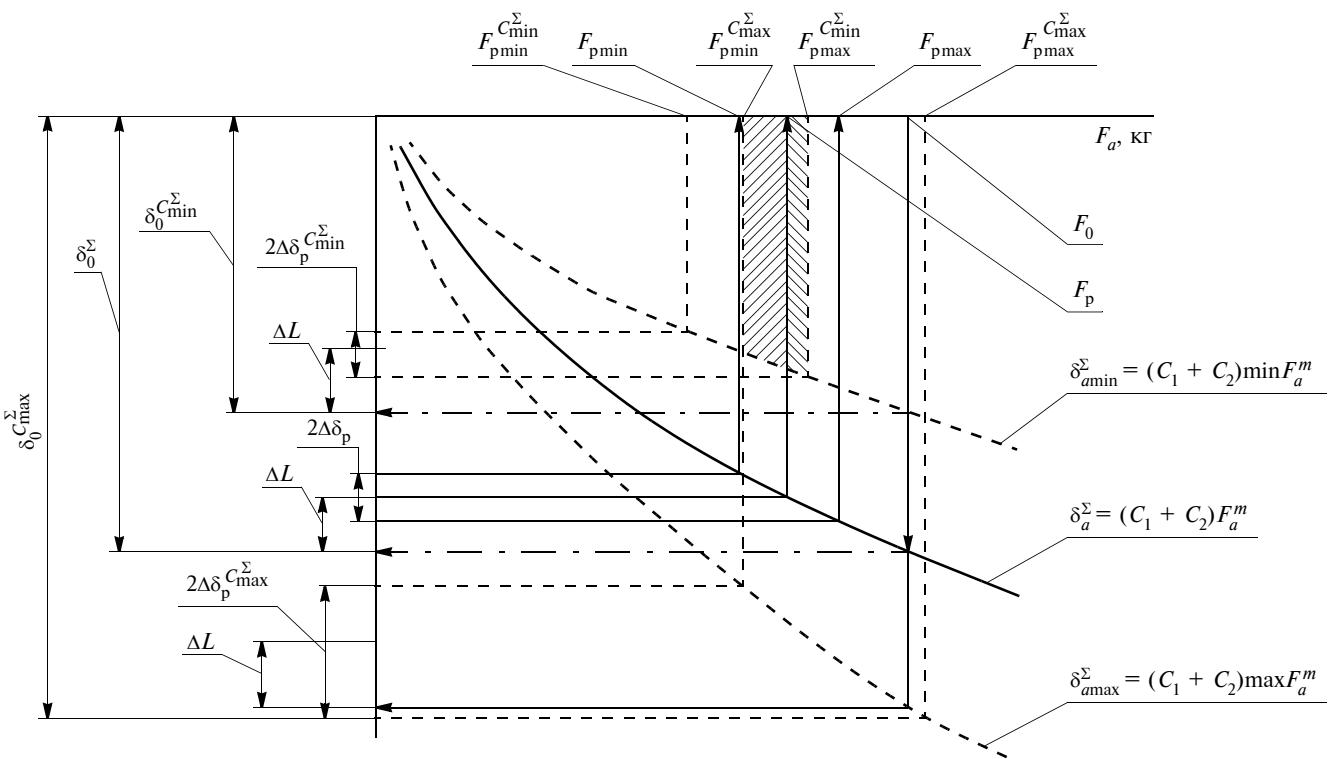
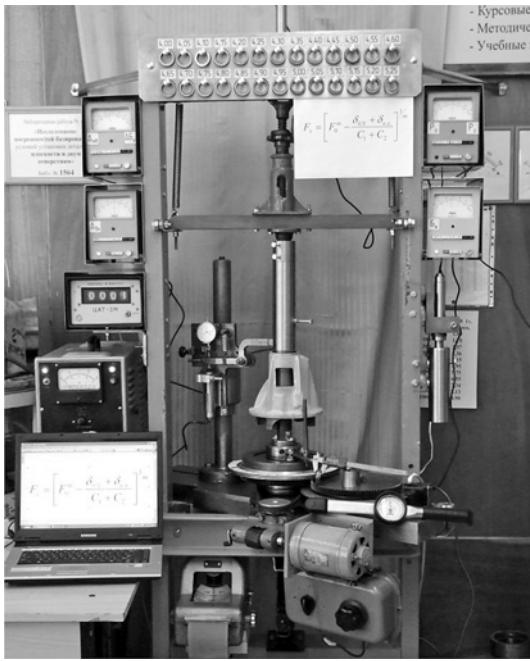


Рис. 7



Puc. 8

неизбежно приведёт к погрешности регулирования преднатяга подшипников, точность которого контролируется по моменту трения в подшипниках после сборки с компенсатором, измеренным и подобранным с погрешностью.

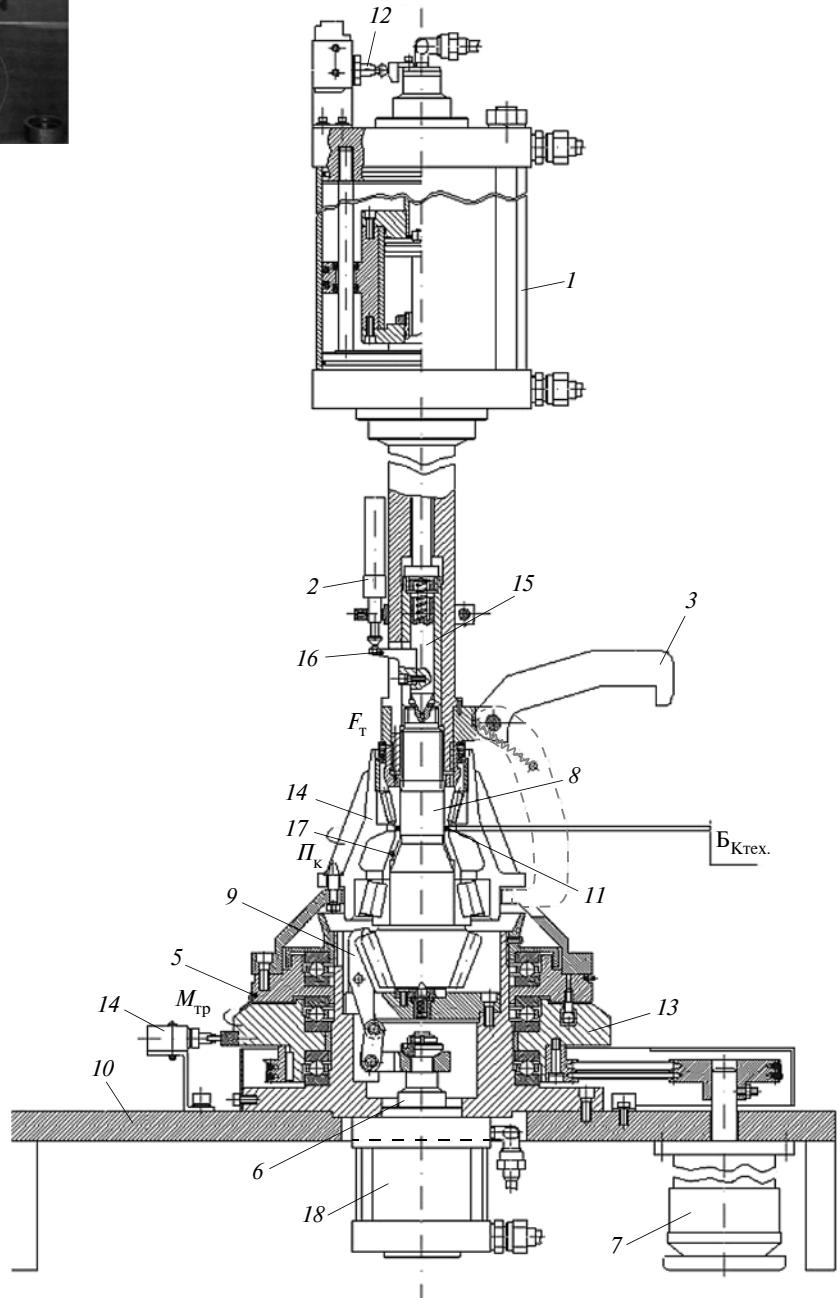
Проведённые исследования позволили разработать и испытать новый метод регулирования преднатяга с использованием адаптивного управления при измерении требуемого дистанционного элемента в дуплексе регулируемых подшипников. Экспериментальная технологическая установка показана на рис. 8.

Суть метода состоит в следующем.

Регулируемый узел устанавливается на стенде (рис. 2) и к дуплексу подшипников прикладывается технологическая сила, равная силе преднатяга F_0 . При этом с помощью индуктивного датчика измеряется осевая податливость δ_0^Σ , которая позволяет определить на основе алгоритма расчёта в измерительной системе суммарный коэффициент осевой податливости по формуле 7. Тогда требуемая для данного дуплексируемого подшипникового узла технологическая измерительная сила F_{T_i} будет определяться для каждого подшипникового узла индивидуально по формуле 8. Здесь F_0 , $\delta_{B,K}$ и δ_{0N} — постоянные величины, а коэффициенты $(C_1 + C_2)_i$ — изменяемая, позволяющая адаптировать требуемую величину технологической измерительной силы при измерении компенсатора для данного подшипникового узла.

Этот расчётный алгоритм должен быть заложен в системе управления технологическим оборудованием, и полученное значение технологической силы — прикладываться на дуплексированный подшипниковый узел при измерении компенсатора. Экспериментальные исследования данного метода в лабораторных условиях показали, что погрешность при измерении компенсатора составляет не более $\pm 5\%$.

В ходе совместной работы кафедры "Технологии и оборудование" Московского политехнического университета с заводами отрасли был разработан и изготовлен стенд (рис. 9), на котором реализована система адаптивного управления процессов регулирования преднатяга дуплексируемых подшипников с варьируемой технологической измерительной силой, прикладываемой к подшипниковому узлу при измерении



Puc. 9

компенсатора в зависимости от действительной осевой податливости регулируемых конических ролико-подшипников.

Цикл работы данной технологической установки следующий.

Измерение требуемого размера компенсатора выполняется на штатном валу за два установа и за два измерения. Первоначально в специальный патрон с прихватами сапожкового типа устанавливается вал-шестерня с напрессованным внутренним кольцом большего подшипника. Затем устанавливается дистанционная втулка и корпус с малым подшипником. Далее к подшипниковому узлу прикладывается с помощью пиноли осевая нагрузка, равная силе преднатяга. Датчик осевой деформации контролирует смещение колец дуплекса подшипников, на основе чего по вышеприведенному алгоритму определяется требуемая технологическая сила для данного узла.

При втором нагружении к узлу прикладывается именно эта сила и датчик осевой деформации фиксирует начало отсчета размера компенсатора. При третьем нагружении корпус подшипникового узла снимается и на штатный вал-шестерню устанавливается только внутреннее кольцо малого (верхнего) подшипника. Таким образом, пиноль пневмопривода сжимает до беззазорного состояния внутренний контур на штатном валу. Датчик осевого перемещения фиксиру-

ет требуемый размер пакета компенсаторов для данного подшипникового узла.

После набора и установки компенсатора в подшипниковый узел с последующей подсборкой карданного фланца, маслоотражательного кольца, шайбы и силового замыкания с помощью резьбового соединения на хвостовике штатного вала в подшипниковом узле будет обеспечен требуемый преднатяг, контролируемый по моменту трения.

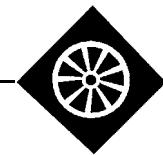
Литература

- Шандров Б.В., Булавин И.А. Регулирование осевого положения ведущей шестерни относительно оси ведомого колеса при сборке редукторов ведущих мостов. Автомобильная промышленность. 2016. № 9. С. 33–37.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю. Технологическое обеспечение преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов. Автомобильная промышленность. 2001. № 2.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю. Взаимосвязь параметров преднатяга конических роликоподшипников. Автомобильная промышленность. 2001. № 6.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние силовых и деформационных факторов при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулирования преднатяга подшипников. Машиностроитель. 2009. № 7.
- Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние сил и деформаций звеньев при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулировки преднатяга подшипников. Научно-технический журнал "Техника машиностроения" № 2, 2009. С. 32–36.



ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения



МОСКОВСКИЕ АВТОЗАВОДЫ В ГЛУБОКОМ ТЫЛУ.

На Волге

Тихий приволжский Ульяновск.

Деревянные старинные постройки, небольшие промышленные предприятия, 100 тысяч жителей...

Война внесла резкие перемены в жизнь города. Прибыли заводы из Ленинграда, Харькова, Москвы. Расквартировались воинские части. Ульяновск стал основной базой эвакуированного производства и Московского автозавода. В городской гостинице на улице Карла Маркса разместилось заводоуправление. Первыми сюда прибыли директор будущего завода П.И. Шварцбург, главный инженер В.Н. Лялин, главный технолог А.А. Петрикин, главный конструктор Б.Л. Шапошник, начальник технологического отдела А.Г. Крылов, начальник производства П.И. Смирнов и др. В первый же вечер после приезда у директора было созвано совещание. Утром 20 октября начались работы на площадке завода.

Зима 1941–1942 годов выдалась снежной. Жилья не хватало. Первое время автозаводцы жили в подъездах домов, в подвалах, на вокзалах, в коридорах учреждений, и лишь небольшая часть разместилась более основательно — в одной из школ и в общежитии на улице Труда. Решено было разместить москвичей в селах и деревнях близ Ульяновска: в Кременке, Ланшевке, Малые Ключи, Большие Ключи и др.

Площадка для завода находилась на холмистом берегу Волги. Здесь были низкие, одноэтажные пакгаузы — склады Главного таможенного управления (ГТУ Наркомвнешторга). К пакгаузам вели две железнодорожные ветки, соединённые с путями товарной станции Куйбышевской железной дороги. На эту станцию в кон-

це октября — начале ноября прибывали оборудование и основные кадры из Москвы. 20 октября 1941 года через проходную складов прошли первые автозаводцы. Городские партийные и советские организации всемерно содействовали размещению прибывавшего оборудования.

Первые дни были наполнены напряжёнными и нервными хлопотами, без отдыха и сна. Смирнов и его помощники, Литvak и Вайцман, немало потрудились, чтобы работы начались более организованно.

В соответствии с заданием правительства в 1942 году нужно было приспособить здания складов под производственные и вспомогательные цехи Ульяновского автозавода, оснастить их необходимым оборудованием, создать энергетическую базу, устроить дороги, обеспечить жилищный фонд и постройку ряда подсобных и бытовых помещений. В этом направлении и шла работа.

В ноябре 1941 года поступило указание: рабочих литейных цехов, цеха "Мотор", Штампо-механического и других, связанных с производством моторов, срочно перебазировать из Ульяновска на Урал — в Миасс. Часть рабочих с семьями вновь погрузились в теплушкы и направились в Миасс. В Ульяновске остались цехи "Шасси". На их базе и стал развертываться автозавод. Ульяновский автозавод должен был выпускать 3-тонные грузовые машины со сборкой их на своём главном конвейере. Он являлся ведущим, на него должны были работать все эвакуированные на Урал части Московского завода. Помимо автомобильного производства завод обязан был выпускать боеприпасы, производить газогенераторные установки автомобилей ЗИС-21.

Один за другим подходили железнодорожные составы из Москвы. Склады ГТУ только начали освобождаться и не могли вместить прибывшее оборудование. В связи с этим станки разгружались на "брюке" железнодорожных путей станции, а также по обеим сторонам железнодорожных веток на территории складов,



Главная проходная Ульяновского автозавода им. Сталина



Склады Главного таможенного управления в Ульяновске, куда была эвакуирована часть оборудования Московского ЗИСа

прямо в сугробы снега. Рабочих, инженерно-технических работников и служащих по прибытии в Ульяновск регистрировали.

Начальники цехов собирали рабочих, разбивали их по бригадам и сменам. С утра у здания конторы звучали голоса:

— Кузовщики, сюда!
— Доцовцы, ко мне!

Инженеры, конструкторы, технологи, химики, экономисты, высококвалифицированные рабочие всех специальностей, мужчины и женщины, не считаясь с возрастом, шли в бригады, где брались за общую для всех работу — разгрузку складов ГТУ, выгрузку стакнов из вагонов, прибывших из Москвы.

Стояли лютые морозы, доходившие до 40–50 °C при ветре. Автозаводцы нередко круглые сутки работали посменно, без телогреек, в холодной обуви, в дырявых перчатках. Ночью трудались при свете костров.

Подъёму работ помог приезд И.А. Лихачёва в январе 1942 года. К этому времени были готовы общие распланировки размещения цехов, а также внутрицеховые распланировки оборудования. И.А. Лихачёв утвердил распланировки и назначил ответственных лиц на ведущие участки производства. Он также решил с городскими учреждениями вопросы рабочего снабжения.

Начальниками цехов были назначены: "Шасси" — М.Ю. Кане, "Нормаль" — В.А. Майоров, боеприпасов — К.И. Протопопов, сборки и испытания автомобилей — А.К. Воробей и т.д. Некоторые из них и на Московском заводе выполняли те же роли, но большинство были выдвиженцами.

Директор завода П.И. Шварцбург, молодой, способный инженер, пришёл на Московский завод в 1934 году. Обладая большой энергией и тягой ко всему прогрессивному в производстве, он быстро обратил на себя внимание. И.А. Лихачёв смело выдвигал наиболее способных молодых инженеров на руководящие посты завода. И в данном случае его выбор был вполне оправданным.

П.И. Шварцбург успешно работал на многих ответственных участках. Он был начальником Прессового цеха, а затем и Кузнецкого, и оба эти цеха, до его прихода отстававшие, резко улучшили свою деятельность. С поста начальника Кузнецкого цеха Шварцбург буквально накануне Великой Отечественной войны перешёл на пост главного инженера завода. Поскольку Ульяновский завод на первых порах являлся ведущим среди эвакуированных частей Московского автозавода, естественно, что ближайший помощник И.А. Лихачёва был назначен директором завода в Ульяновске. Большая личная трудоспособность, умение быстро решать самые различные вопросы совместно с местными, партийными и советскими организациями были ценными качествами для руководителя того времени.

Главным инженером Ульяновского завода в этот период был назначен В.Н. Лялин, один из крупнейших автомобилистов, старый кадровый работник завода. Будучи долгое время механиком, а затем главным инженером Московского автозавода, он прекрасно знал станочный парк и энергетическое хозяйство завода. В.Н. Лялин был человеком принципиальным, умеющим отстаивать свою точку зрения при решении технических вопросов не только в кабинете директора завода, но и в главке и министерстве.

Главным конструктором завода был инженер Б.Л. Шапошник, одаренный человек, как бы родившийся со счётом линейкой в руках. Все его решения отличались тщательностью обоснования, новизной и смелостью замысла.

Технологическая служба в Ульяновске возглавлялась главным технологом А.А. Петрикиным, начальником технологического отдела А.Г. Крыловым, начальниками цеховых технических частей — В.М. Мишандиным, Г.Е. Черномордиком, М.С. Наерманом. Они хорошо дополняли технический ансамбль главного инженера. Главный технолог А.А. Петрикин, грамотный, настойчивый инженер, за короткое время работы на Московском заводе сумел заработать уважение к себе исключительно добросовестным исполнением сложных заданий, большим трудолюбием и знанием дела холодной обработки металла. Его первым помощником был начальник технологического отдела А.Г. Крылов.

Надо было быстро строить, но не хватало пиломатериалов, цемента, кирпича. И.А. Лихачёв добился передачи Ульяновскому заводу большого речного плата — около 30 тыс. куб. м круглого леса. Этот плат сплавляли по Волге, и в районе Ульяновска он вмерз в лед. Каждое бревно надо было вырубать вручную.

Механик завода Н.Е. Твердохлебов с бригадой крепких, молодых ребят установили вверху, на краю крутого обрыва, электролебёдку и с помощью двух тросов вытягивали бревна наверх. Горели костры, жаровни, вокруг которых обогревались автозаводцы. Похлопывая рука об руку, в обмерзших рукавицах автозаводцы подходили к реке и громко кричали: "Взяли, взяли!". И тёмное обледенелое бревно медленно поднималось к штабелю брёвен на верхнем берегу Волги. Здесь, неподалеку, имелся старый маленький лесозавод. Вытащенные из реки брёвна подвозились к пилораме, распиливались на доски и вывозились на завод.

Пиломатериалы, полученные заводом с реки, шли не только на строительные работы. Из толстого лафета вдоль пакгаузов выкладывали панели — дороги для движения электро каров, которые перевозили детали и узлы из цеха в цех.

В 1942 году первоочередным делом являлось создание энергетической базы завода, достаточной для строительства и полного разворота его производства. Часть электроэнергии завод получил от дизельпоезда. Для электроснабжения завода при вводе его на полную мощность требовалось строительство постоянной дизель-генераторной станции. В помещении этой электростанции было установлено пять дизелей.

Станки, изрядно поработавшие в Москве, претерпевшие неизвестные погрузки под бомбёжкой врага, долгую тряску в пути до Ульяновска, поспешную разгрузку, в большинстве своём в отношении точности уже не внушили доверия. Пришлось организовать цех капитального ремонта.

Много энергии и заботы вложили в это главный инженер завода В.И. Лялин, главный механик Н.Е. Твердохлебов, начальник цеха капитального ремонта С.П. Степичев. В дальнейшем созданный цех потребовал расширения и был перебазирован в один из корпусов на основной площадке завода.

Ещё при выборе площадки для эвакуации завода комиссия приметила недалеко небольшой чугунолитейный заводик "Металлист". Он был прикреплён к Ульяновскому автозаводу и в его становлении сыграл немаловажную роль. В дальнейшем его реконструировали, расширили, и это обеспечило автозавод достаточной литейной базой.

Постепенно цех за цехом вступали в строй. Первым начал работать цех боеприпасов. Разворот основного производства начали с инструментального, кузнецкого и термического цехов. Начальником инструментального цеха назначили Л.Ш. Голо, опытного инструментальщика, работавшего на заводах США. В Москве

Л.Ш. Голо руководил различными участками инструментального производства.

Значительное количество инструмента прибыло из Москвы. Пуску инструментального цеха предшествовала организация складского инструментального хозяйства, т.е. строительство центрального инструментального склада, приспособление здания кузнецкого отделения и отделения термической обработки инструмента, организация печного хозяйства для нагрева заготовок под ковочные молоты, а также для нагрева под цементацию, закалку и отпуск.

В феврале 1942 года монтажные и строительные работы как по инструментальному цеху в корпусе № 11, так и по термическому в корпусе № 13 велись активно. Партиком завода на своём заседании 5 февраля представил доклад начальника инструментального цеха № 1 Л.Ш. Голо о готовности цеха к пуску. В инструментальном цехе № 1 создали партийную организацию. "Всемерно укрепить трудовую дисциплину, беспощадно разоблачая всех нынек и лодырей, всемерно поощряя передовых людей, стахановцев", — говорилось в решении парткома.

Постепенно возрождалась стройная система производства, действовавшая на Московском заводе.

Встал вопрос, где и как производить сборку первых партий машин до окончания монтажа и пуска главного конвейера. Собрать автомашину без подъёмных вспомогательных механизмов очень трудно, так как отдельные тяжёлые узлы для постановки на раму потребовали бы большого количества людей и не гарантировали безопасность работы. Технологический отдел предложил в одном из холодных неотапливаемых корпусов организовать сборку "на козелках". Были установлены специально изготовленные сварные металлические подставы ("козелки"), на которые устанавливались задний мост и передняя ось, а к ним затем крепилась рама. Над этими подставками была смонтирована катучая балка с электротельфером грузоподъёмностью до 3 т. Путь движения катушеч балки начинался от въездных ворот корпуса и проходил над поставками по осевой линии. Благодаря этому подвешённые к воротам узлы и детали захватывались тельфером и подавались на сборку.

Надо было видеть радость рабочих и мастеров, когда в их руках появлялись новые, изготовленные в Ульяновске детали. Много энергии, труда, творческой инициативы проявили в последние дни апреля начальники цехов, мастера и наладчики В.А. Майоров, А.Ф. Юшин, М.Ю. Кане, инженеры А.М. Шедринский, М.И. Капитонов, А.И. Иванов и др. Главную мобилизующую роль сыграли слесари-сборщики цеха сборки и испытания автомашин. Энергия, подлинный энтузиазм начальника цеха А.К. Воробья, его заместителя А.Г. Зарубина, мастеров Середы и Бездушного передавались всему коллективу. По-стахановски работал и дружный коллектив монтажного цеха под руководством инженера Г.Ф. Фукса, показывая пример самоотверженной работы. Стахановское движение, широко развернувшееся на заводе в Москве, не затухало и в эвакуации. Бригада Ф. Ягодкина в срок закончила монтаж главного конвейера, обеспечила пуск в эксплуатацию агрегата сушки платформ. Бригада Хайрулина первой добилась звания фронтовой бригады. Она отлично справлялась с работами по сооружению вентиляции агрегатов. В ремонтно-строительном цехе УКСа бригады Пузанова, Сергеева, Карягина систематически перевыполняли производственные задания.

Все работы по оборудованию временных сооружений для сборки первой автомашины были изготовлены в срок и качественно. Первая автомашина, собранная из узлов и деталей, изготовленных Московским заводом и в Ульяновске, была выпущена 30 апреля 1942 года, 1 мая эту машину приспособили под трибуну на митинге рабочих завода. Секретарь парткома Л.Б. Роговой, директор за-



Производство УльЗИС — ремонтные летучки на шасси грузовиков ЗИС-5

вода П.И. Шварцбург и председатель завкома А.И. Михайлов поздравили коллектив ульяновских автозаводцев с праздником 1 Мая и производственными успехами. Первая автомашина прошла по улицам города Ульяновска. Возрос авторитет завода как предприятия, имевшего оборонное значение и требовавшего к себе пристального внимания и помощи.

Способности коллектива Ульяновского автозавода были ещё раз глубоко и строго проверены на деле, когда в августе 1942 года завод получил боевое задание правительства в месячный срок организовать производство и выпуск стационарных малолитражных двигателей Л-3/2 для нужд фронта. Под руководством начальника технологического отдела А.Г. Крылова спешно разрабатывалась технологическая, а под руководством Л.С. Липкина — строительно-монтажная части проекта. 22 августа партийный комитет обсудил доклад А.Г. Крылова о ходе подготовки производства. Затем в цехах и отделах прошли партийно-комсомольские собрания. Борьба за выполнение задания партии и правительства широко развернулась по всему заводу.

"Дадим стране всё, что требуется для разгрома врага!" — в помещённой в заводской газете под таким заголовком статья главный технолог А.Г. Крылов рассказывал коллективу завода о задачах технологов, конструкторов, монтажников и инструментальщиков. Автор статьи рекомендовал особые, скоростные методы проведения практической работы, методы, отвечающие духу военного времени.

"С мыслию о помощи фронту, с новым подъёмом в труде выполним задание Родины с честью!" — такой призыв был напечатан через всю первую страницу в следующем номере газеты.

Технологи и строители работали круглосуточно, находясь на казарменном положении. Особенно отличились при проектировании технологи-инженеры Мишандин, Черномордик, Уринсон, Наерман, а среди строителей — инженеры Васильев, Ливанов и др. Не имея чертежей, они составляли технологию по эскизам и с натуры. Чтобы убедиться в правильности технологии и сборки, технологии Зарубин, Попек и другие сами собирали пробный двигатель, тут же скорректировали технологию и, не выходя из проектного бюро 36 часов подряд, установили процесс сборки.

Большую помощь в процессе наладки и освоения обработки деталей оказали комплексные бригады, организованные из квалифицированных технологов, конструкторов, мастеров, наладчиков во главе с К.К. Исаевым, М.И. Басовым, В.М. Мишандиным и др.

Первым начальником цеха малолитражных двигателей был Я.И. Водяницкий, а в сентябре 1942 года начальником был назначен К.И. Протопопов, ранее работавший начальником цеха боеприпасов. В октябре завод уже приступил к выпуску двигателей. Цех производства деталей и сборки малолитражных двигателей явился фундаментом, на котором был в последующем создан Ульяновский завод малолитражных двигателей (ныне Ульяновский моторный завод. — Прим. ред.).

К концу года были пущены все цехи, организованы вспомогательные службы завода. На предприятии трудилось около 4 тысяч человек, из них 200 коммунистов. За год жизни на новом месте автозаводцы начали привыкать к местным условиям. С жильём по-прежнему было плохо. Заводу выделили два участка для строительства домов. Заложили семь двухквартирных домов, но ни один из них не был закончен. Многие семейные рабочие вырыли возле завода землянки. "Песчаный, сухой грунт. Идёшь, бывало, и видишь, как откуда-то из-под земли идёт дым. Смотришь: то тут, то там из земли железные трубы. Подходишь, глядишь: огороженные снаружи ступени ведут в землянку. В ней тепло, сухо и даже уютно. Некоторые умудрились устроить аккумуляторное освещение и вытяжку для вентиляции воздуха...", — вспоминал П.И. Смирнов.

Так была начата история нового автомобильного завода в Ульяновске. Судьба этого завода, его коллектива тесно переплетается с судьбой Московского автозавода. Но все же это история уже другого коллектива, и о ней расскажут строители ульяновских автомобилей, которые пришли на завод в годы войны из городов и сёл Поволжья и учились строить автомобили у московских автозаводцев.



Выпуск первых грузовиков Ульяновского завода 30 апреля 1942 г.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Антипов Д.В., Паников Д.И., Клейменов С.И. — Аспекты создания профессиональной группы экспертов при решении проблем качества продукции автопрома	1
АСМ - факты	6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Нетрусов А.Н., Фомин В.М. — Исследование прочностных и массоинерционных характеристик ротора турбокомпрессора из композиционных материалов	7
Кузнецов Е.В. — Влияние параметров гидротрансформатора на характеристики гусеничной машины	12
Гладков Г.И., Фоминых А.Б. — Электроника в системах управления движением автобусов	15
Гуськов В.В., Бойков В.П., Карпивич Ю.Д., Сушинев А.А. — Взаимодействие движителя многоцелевой колёсной машины с грунтовой поверхностью	17
Балабин И.В., Балабин О.И., Чабунин И.С. — Есть ли будущее у диагональных шин?	20

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Дьяков И.Ф. — Обеспечение надёжности транспортных средств с использованием нейронной технологии	22
Лебедев Д.В., Лебедев А.Е. — Метод акустической диагностики узлов и агрегатов транспортных средств	28
Дубовик Е.А. — Приспособление для односторонней точечной сварки	30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. — Адаптивное управление процессом регулирования преднатяга подшипников	32
---	----

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения	
Московские автозаводцы в глубоком тылу. На Волге	37

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 27.03.2018. Подписано в печать 17.04.2018.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колоездный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В.	— д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Бахмутов С.В.	— д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
Гибуцкий О.И.	— д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
Гладков В.И.	— канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИАвтоПром"
Ковригин А.С.	— зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
Комаров В.В.	— канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе
Коровкин И.А.	— канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"
Котиев Г.О.	— д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Круглов С.М.	— зам. генерального директора ОАО "НИИАвтоПром"
Ксеневич Т.И.	— канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И.	— д-р техн. наук, профессор Горского Агрониверситета (Владикавказ)
Марков В.А.	— д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Сорокин Н.Т.	— д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
Тер-Мкртичян Г.Г.	— д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
Титков А.И.	— канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
Топалиди В.А.	— канд. техн. наук, ТАДИ
Филимонов В.Н.	— ответственный секретарь "АП"

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б.	— д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси
Егоров А.Н.	— генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"
Захарик А.М.	— канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"
Кухаренок Г.М.	— д-р техн. наук, профессор БНТУ
Мариев П.Л.	— д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Николаев Ю.И.	— главный конструктор ОАО "МЗКТ"
Сазонов И.С.	— д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского университета (Могилёв)
Харитончик С.В.	— д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"