

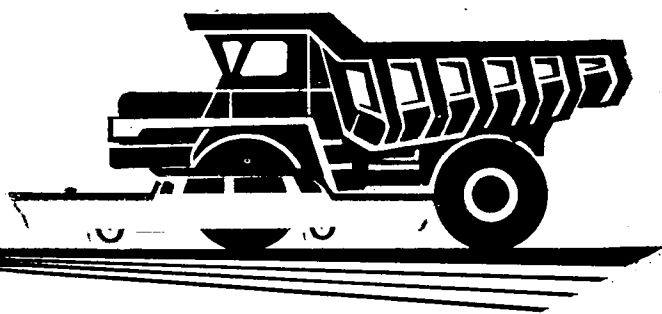
7

АВТОМОБИЛЬНАЯ

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1973

4



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Б. Е. Юсуфович, П. В. Федорцов — О совершенствовании организации планирования технической подготовки производства в автомобильной промышленности 1
В. В. Белокриницкий, В. В. Незванов, Д. И. Ходалов — Тара для прессовых цехов 6

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Г. Н. Рытвинский, И. Я. Райков — Сравнительный анализ состава отработавших и картерных газов 8
О. П. Пономарев, Д. А. Булгаков — О возможностях повышения технико-экономических показателей двухтактных дизелей 10
В. В. Маркеев — Факторы, влияющие на стабильность величины давления нулевой подачи бензонасосов 12
И. Ф. Чирков — Прибор для контроля соосности постелей под вкладыши коленчатого вала 15
В. Ф. Алексеев, В. И. Василевский, С. М. Воронин, А. А. Пчелинцев — Тепловой расчет автомобильных генераторов переменного тока 17
Г. В. Савельев — К вопросу создания конструкций колес для бескамерных шин регулируемого давления 18
А. Н. Нарбут, Н. Н. Никитин, А. Л. Сергеев, М. Н. Дзядык, А. Ю. Пыткин — Исследование на инерционном стенде разгонных качеств автомобилей с гидромеханической коробкой передач 21
К. А. Фрумкин, Р. Г. Армадеров, Л. Б. Шапошник — Мотор-колесо с высокомоментным аксиально-поршневым регулируемым гидромотором 23
И. Н. Успенский — Определение длины листов рессоры 25
А. А. Иванов — Расчет автомобильных рам методом конечных элементов 26
К. Л. Дюбек, И. А. Левин — Устранение высокочастотных вибраций барабанного тормозного механизма с помощью гасителя вибраций 28

ТЕХНОЛОГИЯ

- Н. И. Горфинкель, М. Я. Шац-Гольденштейн — Совершенствование технологии изготовления ободьев колес из горячекатаных профилей 30
И. Б. Сокол, Н. С. Старикова, Л. А. Житкова — Некоторые вопросы обжига форм в вакууме 31
В. В. Рождественский, Е. Г. Шумский — Изготовление гофрированных поверхностей нагрева высокой компактности методом проката 32
А. В. Воронин, М. М. Стржемецкий, Е. В. Писарев — Экспериментальная проверка траектории движения вала во втулке 34
В. Ф. Вейсман, Н. Е. Скарзов — Шагающий конвейер с пневмоприводом 35

ИНФОРМАЦИЯ

- М. А. Клементьев — Концерн Фольксваген — проблемы и перспективы 36
И. И. Селиванов — Новый американский автомобиль высокой проходимости типа 6×6 38
Э. В. Озолинг — Мягкое азотирование в расплавленных солях 41
Т. С. Пильшук, А. М. Смуров — Состояние и перспективы штамповки поковок из спеченных порошковых заготовок 43
Новости в технологии машиностроения за рубежом 44
Рефераты статей 46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, В. А. Карпов, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, А. Н. Низов, А. Н. Островцев, С. М. Степашкин, А. Д. Просвярнин, В. А. Устинов, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвочов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

Москва, К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. 226-63-14 и 226-61-49

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Е. В. Сабынич

Сдано в набор 7/II 1973 г.
Печ. л. 6,0.

Уч.-изд. л. 9,7

Подписано к печати 20/III 1973 г.
Формат 60×90¹/₈.

Тираж 11 576 экз.

T-05410
Зак. 488

Издательство «Машиностроение». Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1973

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XXXIX

ЭКОНОМИКА и организация ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.512

О совершенствовании организации планирования технической подготовки производства в автомобильной промышленности

Канд. техн. наук **Б. Е. ЮСУФОВИЧ, П. В. ФЕДОРЦОВ**

НИИТавтопром

В ПРОИЗВОДСТВЕННО-ХОЗЯЙСТВЕННОЙ деятельности предприятия, в создании и освоении новых видов изделий важная роль принадлежит технической подготовке производства (ТПП), которая призвана обеспечивать планомерное освоение новых изделий в оптимальные сроки, осуществление мероприятий по модернизации и повышению качества выпускаемой продукции, внедрение в производство передовой техники, прогрессивной технологии, наиболее совершенных методов организации управления производственными процессами.

Необходимым условием в организации подготовки производства является достижение четкой регламентации в выполнении функций и осуществлении мероприятий, направленных на повышение технико-экономических показателей и сокращение сроков поэтапного выполнения работ и операций.

В последние годы предприятия автомобильной промышленности, наряду с увеличением объемов выпуска продукции, значительно повысили технический и организационный уровень производства, его эффективность, сократились сроки подготовки и освоения новых изделий.

В отечественном автостроении обновление продукции осуществляется систематически по двум направлениям: систематическое совершенствование конструктивных и технических параметров изделий и на их основе проведение модернизации выпускаемой продукции и создание новых потребительских моделей, а также создание и освоение новых моделей автомобилей с заменой в производстве выпускаемых.

Систематическое совершенствование и обновление выпускаемой продукции, технологических процессов, организации и управления производством, расширение производственных мощностей составляют основы руководства и деятельности служб технической подготовки и формируют ее базу.

Исходя из этих направлений предприятия создают организационные структуры технических подразделений с учетом их развития. В организационных структурах предусмотрена рациональная специализация исполнителей технической подготовки производства. В конструкторских подразделениях автомобилестроения КБ специализированы по видам продукции, отдельных агрегатам, системам. В подразделениях конструирования технологического оснащения и других средств производства КБ специализированы по видам инструмента и типам нестандартизированного оборудования. Технологические отделы и управления специализируются по видам производства и технологии. Такая специализация позволяет сконцентрировать внимание исполнителей на решении более узких задач и тем самым добиваться повышения качества и эффективности разработок.

Успешное решение задач и повышение эффективности подготовки производства во многом зависят от организации и высокого уровня планирования работ, заданий, координации хода их выполнения, использования экономико-математических методов и моделирования при разработке и выполнении планов технической подготовки производства.

В практике известны и применяются на ряде предприятий автомобилестроения и приборостроения прогрессивные промышленные методы организации и планирования подготовки производства, основанные на математическом моделировании и автоматизированном решении задач технической подготовки производства с помощью ЭВМ.

В настоящее время на предприятиях объединений АвтоЗИЛ, АвтоГАЗ, «Авто-Москвич» и др. решаются с помощью ЭВМ многие инженерные задачи, в том числе: расчет зубчатых передач, валов, корпусных деталей, обработка данных, получаемых в ходе проведения испытаний автомобилей, материалов, деталей, агрегатов. В объединениях АвтоГАЗ и «Авто-Москвич» ведутся работы по рациональному применению технических средств и ЭВМ для процессов конструирования кузовов легковых автомобилей с вычерчиванием форм кузова, его составных частей и деталей.

В ОГК автомобилестроения, станкостроения и технологической оснастки объединения АвтоЗИЛ созданы специальные бюро и группы для разработки алгоритмов, программ и решения инженерных задач по конструкции изделия и средств оснащения технологических процессов.

В объединении АвтоЗИЛ в настоящее время разработано более 350 программ для решения различных инженерных задач и расчетов конструкций изделий. Внедрение ЭВМ позволило заводским специалистам значительно повысить качество инженерных расчетов, а в итоге и качество выпускаемой продукции, значительно повысить производительность труда на этих операциях, освободить конструкторов от утомительной счетной работы, сократить сроки и затраты на подготовку производства по таким видам работ.

Но вместе с тем такие операции, как согласование принятых инженерных решений, технической документации, ее исправление и доставка исполнителям, планирование и учет выполняемых работ, координация за ходом выполнения заданий и т. п., осуществляются пока инженерно-техническими работниками обычными ручными и логическими приемами. Их качество и оперативность исполнения часто не зависят от деловых качеств исполнителей и не всегда удовлетворяют требованиям, вытекающим из постановки общей задачи технической подготовки производства.

В настоящее время предприятия отрасли накопили определенный опыт использования ЭВМ в планировании и учете основного производства. В этой области разработаны типовые алгоритмы и программы, которые могут быть заимствованы для применения в планировании работ технической подготовки производства. Как свидетельствует практика, планирование технической подготовки производства с помощью ЭВМ может осуществляться при условии наличия нормативной базы, введения измерителей объемов работ к нормируемому виду, применения методов сетевого планирования и управления (СПУ), четкой регламентации в пространстве и времени функций исполнителей технической подготовки.

Наиболее трудоемкими являются требования создания нормативной базы и внедрение на ее основе системы сетевого планирования и управления процессом технической подготовки производства.

В этих вопросах предприятия отрасли также располагают определенным опытом. Однако разработанные на основе статистики заводские нормативно-справочные материалы не всегда служат источником для разработки планов высокого качества и расчетов длительности циклов технической подготовки производства, так как они недостаточно удовлетворяют требованиям, присущим вновь создаваемому объекту производства.

Метод сетевого планирования и управления процессом технической подготовки производства частично использовался уже и используется рядом автозаводов: Горьковским — при подготовке производства автомобиля ГАЗ-24; Автозаводом им. Ленинского комсомола — при подготовке к производству автомобилей «Москвич-408»; «Москвич-412»; Московским автозаводом им. И. А. Лихачева, Минским автозаводом и другими предприятиями. Частичное применение системы сетевого планирования в подготовке производства позволило заводам накопить опыт, выявить его преимущество, определить пути дальнейшего развития. В настоящее время метод сетевого планирования и управления применяется в разработке проектов и строительстве Камского комплекса.

Для широкого внедрения системы сетевого планирования и управления процессами технической подготовки производства заводам необходимо организовать его изучение, привить практические навыки специалистам по разработке и расчету сетевых графиков, а также необходимо выполнить некоторые организационно-технические мероприятия по упорядочению статистического учета работ по подготовке производства, созданию нормативной базы (комплекса нормативов по ТПП), созданию регламентированной системы (процедуры) разработки,

согласования и движения технической документации, обеспечению координированных действий специалистов подразделений, участвующих в подготовке производства.

При существующих методах организации планирования технической подготовки производства новых объектов, когда в их освоении участвует несколько предприятий и организаций, на ранних стадиях планирования часто возникают трудности в получении и приведении к нормируемой форме информации, требующейся для определения объемов работ и оптимальных сроков завершения подготовки объекта к производству. В связи с этим появляется необходимость в создании отраслевой информационно-справочной и нормативной базы технической подготовки производства. При этом необходимо определить состав исходных нормативных и информационно-справочных данных, установить их наименование, обеспечить разработку, комплектование и постоянное поддержание в систематизированном виде.

В основу нормативных информационно-справочных материалов должны быть положены достоверные исходные данные, учитывающие достижения науки и технического прогресса и включающие следующую информацию: основные технико-экономические параметры подготавливаемого к производству объекта (класс, мощность, грузоподъемность, число мест, вес, скорость, расход топлива и др.); программа выпуска изделий по проекту (первая очередь, вторая очередь и т. д.); количество деталей и узлов (раздельно, ранее не изготавливаемых в производстве (по группам конструктивной сложности); сведения о затратах на конструкторские работы по новым деталям и узлам (новым конструктивным решениям); количество новых покупных деталей и узлов, не изготавливаемых в производстве и заимствованных; ориентировочная стоимость новых покупных деталей и узлов; количество заимствованных деталей и узлов с изделий, находящихся в производстве, из них количество унифицированных деталей и узлов, находящихся в производстве своего завода и заводов-поставщиков комплектующих изделий; объем и номенклатура кооперированных поставок на поковки, отливки, штамповки и другие полуфабрикаты; директивные сроки, установленные народнохозяйственным планом министерства о пуске в производство нового объекта; сведения об организациях и предприятиях, участвующих в подготовке производства нового объекта; сведения о технических возможностях исполнителей (количество ИТР и служащих, занятых подготовкой производства в подразделениях, материально-техническая база лабораторно-экспериментального и опытного производства, инструментального и механо-монтажного производства; нормативно-справочные материалы по изделиям-представителям и аналогам ранее освоенных и находящихся в производстве своего завода и других родственных заводов: объемные количественные и трудовые нормативы на проектно-конструкторские и проектно-технологические работы; нормы затрат времени на выполнение единицы объема работы по подготовке производства (по всем видам работ); ценники на материалы, инструмент, оснастку, покупные изделия и т. д.; информационно-справочные материалы, характеризующие систему организации планирования подготовки производства на передовых отечественных и зарубежных заводах; сведения об объемах технологической подготовки производства. В их числе:

- а) количество технологических процессов;
- б) количество операционно-технологических карт;
- в) технической нормативно-плановой документации;
- г) необходимое количество нового (дополнительного) технологического оборудования всего и специального;
- д) нужное количество нестандартизированного оборудования, установок, стенов в натуральном и стоимостном выражении;
- е) необходимое количество технологической, инструментальной и организационной оснастки;
- ж) требующееся количество средств механизации и автоматизации производственных процессов;
- з) нужное количество дополнительных производственных площадей;
- и) сведения об объемах строительно-монтажных работ, связанных с установкой нового оборудования и перепланировкой действующих участков.

Перечисленные исходные данные должны находиться в систематизированном виде и пополняться более свежими апробированными данными.

От достоверности нормативно-справочной информации во многом может зависеть качество плана технической подготовки производства, установление сроков и определение затрат при освоении новых изделий.

Планы подготовки производства целесообразно разрабатывать по следующим направлениям:

- а) освоение новых объектов и проведение крупных модер-

План-график технической подготовки производства
(Наименование изделия)

№ по пор.	Наименование основных этапов и работ	Объем ТПП!		Исполнители	Директивный срок	Продолжительность по плану, фактическое выполнение												Примечание
		Единицы измерения	Объем работ			197				197				197				
						I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	
А. Конструкторская подготовка																		
1	Проектно-конструкторские работы (разработка документации)	условных листов документации	нормо-час (тыс. руб.)	ОГК, ЭЦ КБ, ОГК		[Горизонтальная линия]												
2	Изготовление опытных образцов	шт.	нормо-час (тыс. руб.)	ЭЦ, ОГК		[Горизонтальная линия]												
3	Испытание опытных образцов	шт.	нормо-час (тыс. руб.)	ЭЦ, лаборатории ОГК		[Горизонтальная линия]												
4	Доводка конструкции в опытном производстве	шт.	нормо-час (тыс. руб.)	ЭЦ, лаборатории ОГК		[Горизонтальная линия]												
Б. Технологическая подготовка																		
1	Технологический анализ чертежей, разработка маршрутов прохождения изготовления деталей по цехам Выдача предписаний цехам, отделам	шт. деталей	нормо-час (тыс. руб.)	Гл. технолог, Гл. металлург Технологические службы		[Горизонтальная линия]												
2	Разработка технологических процессов; оформление заданий на проектирование, оснастки, инструмента, оборудования и других средств	технологические карты	нормо-час (тыс. руб.)	КБ отделов по проектированию оснащения производства		[Горизонтальная линия]												
3	Проектирование средств оснащения процессов производства	шт. деталей	нормо-час (тыс. руб.)	Инструментальное производство		[Горизонтальная линия]												
4	Изготовление оснастки, инструмента, оборудования	шт. наименований	нормо-час (тыс. руб.)	Отдел оборудования, механик		[Горизонтальная линия]												
5	Получение, монтаж и наладка оборудования	рабочие места	(тыс. руб.)	Проектно-монтажная служба		[Горизонтальная линия]												
6	Организация рабочих мест, отладка и освоение процессов	шт.	(тыс. руб.)	НПО, производственные цехи		[Горизонтальная линия]												
7	Выпуск установочной партии изделий по основным процессам					[Горизонтальная линия]												

низаций выпускаемых изделий, выпуск новых модификаций автомобилей;

б) внедрение мероприятий по совершенствованию конструкции и повышению качества выпускаемой продукции;

в) внедрение мероприятий по развитию производства, совершенствованию системы организации и управления, повышению эффективности производства.

По каждому из этих направлений составляются оперативно-календарные планы на объект производства по видам работ на каждый год. При создании и освоении нового объекта производства разрабатывается генеральный график, в котором учитываются все этапы и объемы работ по видам, устанавливаются директивные сроки их окончания, указываются исполнители (см. форму 1).

Построению и анализу сетевого графика технической подготовки производства предшествует систематизация информации, составление перечня и определения объема работ в порядке их выполнения, определение их исполнителей. Для этого используется форма 2.

Форма 2

Наименование работы	№ работы	№ предшествующих работ	Продолжительность работы				
			Максимально-пессимистическое время	Минимально-оптимистическое время	Наиболее вероятное время	Планируемая продолжительность работы	

Продолжительность работы, этапа технической подготовки производства определяется расчетно-аналитическим методом и

на основе полученных данных устанавливаются директивные сроки окончания подготовки производства по отдельному этапу и объекту в целом.

Наиболее вероятное время — это обычно некоторая средняя опытно-статистическая продолжительность работы, этапа технической подготовки производства в часах, днях — в этих случаях определяется на основе вероятностных соображений по формулам:

$$T_{ин} = \frac{ai + 4mi + bi}{6} \quad (1)$$

или (для новых работ, по которым трудно определить наиболее вероятное время)

$$T_{ин} = \frac{3ai + 2bi}{5}, \quad (2)$$

где bi — пессимистическое время;
 ai — оптимистическое время;
 mi — наиболее вероятное время.

При наличии норм времени на выполнение отдельных операций проектных, опытно-конструкторских и других работ по подготовке производства и имеющейся информации об объемах работ (проектные данные, чертежи и т. п.) продолжительность цикла i -той работы, этапа подготовки производства в днях ($T_{ц.р}$) может быть определена по формуле

$$T_{ц.р} = \frac{(N_{\tau} t_{\tau} + \sum N_i t_i) k_{сл}}{PT_{р.д} k_{зан} k_{пр} k_{м.т}}, \quad (3)$$

где t_{τ} — трудоемкость, затраченная на отыскание и применение типового решения в проекте, конструкции детали, узла, процесса и т. д. (в нормо-часах);

t_i — трудоемкость разработки новой конструкции одной детали, узла, ТУ, техпроцесса и т. д. в нормо-часах;

Шифр события	Наименование событий	Шифр работ	Содержание работ	Продолжительность в днях
1	Техническое задание разработано и утверждено	0—1	Разработка и утверждение технического задания	80
2	Работы художников завершены. Макеты изготовлены	1—2	Разработка форм, эстетическое оформление и изготовление образцов в макетах	20
3	Конструкторская документация разработана для опытного производства	1—3	Разработка конструкторской документации (технического проекта)	40
4	Макеты изготовлены и утверждены	2—3	Разработка эскизного проекта	15
5	Опытные образцы изделий изготовлены	2—4	Изготовление моделей для опытных образцов	10
6	Опытные образцы испытаны по программе этапа I	3—5	Изготовление опытных образцов	45
6а	Опытные образцы испытаны по программе этапа II	5—6	Проведение заводских испытаний	160
7	Конструкторская документация откорректирована	5—6	Подготовка опытных образцов к госиспытаниям	70
		6—6	Проведение госиспытаний	180
		6—7	Обработка результатов испытаний опытных образцов	20
		6—25	Внесение изменений в конструкцию изделия	75
		3—7	Корректировка и выдача документации в подготовку производства	15
8	Маршруты разработаны. Предписания на подготовку производства выданы	7—8	Разработка маршрутов. Составление цеховых списков и предписаний о подготовке производства	20
9	Графики на проектирование техпроцессов и их оснащения утверждены	7—9	Разработка и утверждение графиков на проектирование техпроцессов и средств оснащения	15
10	Технологические процессы разработаны	8—10	Разработка проектов технологических процессов изготовления деталей	30
11	Техзаказы на проектирование средств оснащения выданы	10—11	Выдача заказов на проектирование средств оснащения	20
12	Проектирование средств оснащения закончено	10—12	Проектирование средств оснащения техпроцессов	75
13	План-графики на изготовление средств оснащения утверждены	11—13	Разработка план-графиков изготовления средств оснащения	15
		12—13	Выдача заданий инструментальному производству, размещение заказов на стороне	15
14	Номенклатура кооперированных поставок и покупных изделий утверждена	10—14	Со согласование номенклатуры покупных и кооперированных поставок и получение фондов	50
15	Нормативы на материалы разработаны и утверждены, фонды получены	14—15	Разработка нормативов на материалы	50
20	Нормы на материалы согласованы. Фонды получены	15—20	Согласование и получение фондов на материалы для новых изделий	20
16	Планировки оборудования и организации участков утверждены	12—16	Разработка и утверждение планировок по организации участков и расстановке оборудования	60
17	Нормы времени и расценки разработаны и утверждены	10—17	Разработка норм времени на изготовление вновь осваиваемых изделий	30
		17—20	Утверждение норм времени и расценок	15
18	Оснастка, инструмент, нестандартное и технологическое оборудование изготовлено	12—18	Изготовление и отладка технологического оснащения. Получение оснастки и оборудования	175
19	Документация получена	16—19	Получение документации	40
20	Оборудование смонтировано и отлажено	18—19	Монтаж и отладка оборудования	100
20	Готовность цехов проверена, предписания на изготовление пробной партии выданы	19—20	Проверка готовности цехов и выдача предписаний на изготовление пробной партии	25
21	Производственная программа на изготовление пробной партии выдана	20—21	Разработка и выдача цехам производственной программы на изготовление пробной партии	10
22	Материалы, полуфабрикаты и покупные изделия получены	21—22	Получение материалов, кооперированных поставок и покупных изделий	10
23	Пробная партия изделий изготовлена	22—23	Подача в цехи материалов и покупных изделий	10
		19—23	Изготовление пробной партии изделий по запроектированным процессам	60
24	Отклонения в техпроцессах устранены, процессы отлажены	23—21	Выявление и исправление отклонений в проектах техпроцессов и их окончательная отладка	20
25	Промышленные образцы испытаны, документация уточнена	24—25	Испытание изделий, изготовленных в производстве по запроектированной технологии	120
26	Инвентаризация проведена, графики перевода производства составлены	25—31	Утверждение и выдача документации в производство	15
		23—26	Проведение инвентаризации и разработка графиков перевода производства	15
27	Рапорты о готовности получены, предписания „Г“ выданы	26—29	Расчет заделов в производстве	25
		26—27	Выдача предписаний о готовности производства и начале массового выпуска осваиваемой продукции	10
28	Производственная программа цехам выдана	27—28	Разработка и выдача цехам производственной программы	15
		28—29	Изготовление деталей и узлов (создание заделов) для перехода на новую машину	50
29	Заделы деталей созданы	28—30	Перевод проектной документации в рабочую	50
30	Переналадка оборудования завершена	29—30	Переналадка производства на выпуск новой продукции	30
31	Массовый выпуск продукции начат	29—31	Обеспечение производства материалами и готовыми изделиями	25
		30—31	Начало массового выпуска освоенной продукции (перевод производства)	45

N_t — количество типовых решений, приведенных к нормируемому виду, применяющихся в новых разработках;

N_i — количество условных единиц объема работ, приведенных к нормируемому виду (формат чертежа, детали, узла, лист спецификации, ТУ, карта технологического процесса, расчет конструкции и т. п.), которое требуется выполнить в новом проекте;

$k_{м.т}$ — коэффициент, учитывающий затраты труда исполнителей в зависимости от уровня механизации и автоматизации работ, наличия достоверных справочных данных (устанавливается опытным путем);

P — количество исполнителей, участвующих в выполнении запланированной проектной работы, устанавливается руководством подразделения в зависимости от срочности исполнения и технических возможностей организации;

$T_{р.д}$ — продолжительность рабочего дня исполнителей в ч (принимается 8-часовой рабочий день);

$k_{пр}$ — коэффициент, учитывающий производительность труда исполнителей (берется в зависимости от квали-

фикации и опыта специалистов, уровня организации труда);

$k_{зан}$ — коэффициент, учитывающий занятость исполнителей на данной работе в течение дня, берется в процентах к фонду рабочего времени;

$k_{с.л}$ — коэффициент, учитывающий сложность работы, конструкции изделия, процесса и т. п. (устанавливается экспертным путем).

Количество условных единиц объема работы N_i , приведенных к нормируемому виду, можно определить по формуле

$$N_i = \frac{\sum_1^n (N_1 k_1 + N_2 k_2 + \dots + N_n k_n) t_i}{k_{прив} t_{ан}}, \quad (1)$$

где N_1 ; N_2 ; N_n — количество элементов работы, различных по видам и имеющих различную трудоемкость и сложность в решении;

$t_{ан}$ — усредненная трудоемкость единицы сравнимого вида работы аналогового изделия в нормо-часах;

Шифр работы	Продолжительность работы в днях	Шифр работы	Продолжительность работы в днях
0—1	30	18—19	100
1—3	40	19—23	60
3—5	45	23—26	15
5—6	160	26—27	10
6—7	20	27—28	15
7—8	20	28—29	50
8—10	30	29—30	30
10—12	75	30—31	45
12—18	175		

k_1 ; k_2 ; k_n — частные коэффициенты, учитывающие новизну и сложность решения задачи (устанавливается экспертным путем);
 $k_{\text{прив}}$ — общий приведенный коэффициент, характеризующий сложность и новизну изделия (устанавливается экспертным путем по изделию).

Введенные в формулу (3), (4) коэффициенты зависят от многих факторов: сложности объекта, наличия информации, уровня организации труда ИТР и служащих, в каждом случае эти коэффициенты по своим величинам могут быть различными. Они определяются расчетами, опытным путем, экспертами и берутся из нормативов.

Величины трудовых затрат на подготовку производства, отдельного ее этапа, работы при отсутствии нормативов также определяются экспертным путем и берутся усредненно в зависимости от новизны и сложности объекта, уровня его унификации, специфики производства.

Например, на ранних стадиях подготовки производства, когда не имеется в достаточном объеме информации, количество условных единиц объема работы и трудоемкость их выполнения могут быть определены по формулам

$$N_1 = N_{\text{ан}}(1 \pm \Delta N), \quad (5)$$

$$t_i = t_{\text{ан}}(1 \pm \Delta t) \text{ нормо-часов,} \quad (6)$$

где ΔN — относительное увеличение или уменьшение объема работы в условных единицах по новому объекту (берется в процентах от аналогичной работы);

Δt — относительное увеличение или уменьшение трудоемкости выполнения проектных работ по новому объекту (берется в процентах от трудоемкости аналоговой работы).

На рисунке приведена укрупненная модель сетевого плана-графика по типовым работам технической подготовки производства легкового автомобиля.

Сетевой график технической подготовки производства (цифры над стрелками показывают продолжительность работы в днях):

a — работа—процесс, на который расходуются определенные время и трудозатраты; *б* — работа, лежащая на критическом пути — наиболее длинном в сетевом графике; *в* — фиктивная работа, изображающая логическую связь, не требующая затрат времени

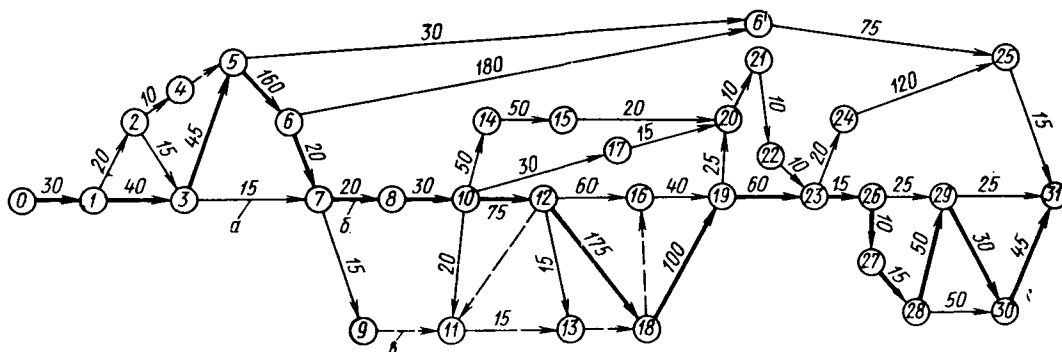


График включает 31 работу и событие (цифры в кружочках), которые учитывают все основные этапы подготовки производства от начала разработки конструкции до пуска изделия в массовое производство.

Продолжительность каждой работы (табл. 1) определена приближенно расчетно-аналитическим методом с учетом заводского опыта, максимально возможного совмещения этапов работ и достижения минимального общего срока подготовки производства объекта, величина которого по критическому пути (0—1—30—31) составляет 920 календарных дней.

Критический путь в сетевом графике (табл. 2) определяет срок выполнения всего задания по подготовке производства объекта. Задержка работ, лежащих на критическом пути, приведет к увеличению общего срока подготовки производства.

Следовательно, срок проведения (цикл) технической подготовки производства будет исчисляться от даты начала работы 0—1, т. е. разработки и утверждения технического задания, до даты окончания работы 30—31 — начала массового выпуска вновь освоенной продукции. Например, работа 0—1 была начата в феврале 1971 г., подготовка производства закончится работой 30—31 в августе 1973 г.

В сетевом графике не учтены затраты времени на выполнение предшествующих опытно-конструкторских работ и затраты, связанные с внесением изменений в конструкцию в ходе подготовки производства.

Указанная продолжительность подготовки производства может служить условной нормативной величиной, но в зависимости от объекта и масштабов производства она может иметь поправки в сторону уменьшения или увеличения.

При составлении плана подготовки производства наиболее сложной задачей является определение объемов работ и приведения их к нормируемому виду на ранних стадиях подготовки производства. Решение этой задачи при проведении ускоренной подготовки производства без наличия нормативов становится все труднее. Совокупность нормативов по технической подготовке производства включает следующие виды:

- объемные, характеризующие объемы работ, нужное количество средств оснащения, производственных площадей;
- материальные, характеризующие необходимое количество материалов на изготовление основного продукта и средств оснащения;
- трудовые, характеризующие трудовые затраты на выполнение всего комплекса работ по технической подготовке производства для изделий и по видам работ;

г) стоимостные, характеризующие стоимость-затраты на подготовку производства по этапам и видам работ.

Упорядочение организации и системы планирования подготовки производства на основе внедрения индустриальных и экономико-математических методов, создания информационно-справочной и нормативной базы технической подготовки производства позволит значительно повысить технико-экономические показатели подготовки производства и добиваться оптимальных сроков при основании объектов производства.

ЛИТЕРАТУРА

- Мурзаев А. А., Ушаков Н. А. Методы сетевого планирования и управления при подготовке производства новых машин. ГОСНИТИ, 1967.
- Бондарев О. Ф., Коротков Б. А. СПУ на заводе (опыт внедрения СПУ на Рыбинском моторостроительном заводе). Ярославль, 1968.
- Воротникова В. В., Павленко А. П., Слезингер Г. Э. Нормирование труда ИТР. Изд-во «Экономика», 1970.
- Завельский М. Г. Оптимальное планирование на предприятии. Изд-во «Наука», 1970.

ПОПРАВКА

В журнале «Автомобильная промышленность» № 1 1973 г. в статье Кудрявцева С. М. на стр. 16 вместо $A-X=B$ (1) следует читать $A \cdot X=B$.

Тара для прессовых цехов

В. В. БЕЛОКРИНИЦКИЙ, В. В. НЕЗВАНОВ, Д. И. ХОДАЛОВ

УНИПТИМАШ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ предприятий производственной тарой и решение всех вопросов, связанных с правильной ее эксплуатацией, является одной из основных задач для создания необходимых условий высокопроизводительного труда.

Опыт изучения этих вопросов с учетом практики отечественных заводов и зарубежных фирм, а также решения, принятые и осуществленные при строительстве Волжского автозавода и при реконструкции автозавода им. Ленинского комсомола, заслуживают серьезного внимания для принятия правильного общепромышленного решения.

В проекте прессового и сварочного производства Волжского автозавода транспортировка части крупных листовых штамповок от прессов до сварочно-сборочного цеха осуществляется на подвесных толкающих конвейерах. Детали после снятия с последнего пресса укладываются на специализированные групповые подвески конвейеров и на них же после накопления на подвесных складах подаются с необходимой скоростью к рабочим местам сварочно-сборочных операций. Наряду с подвесными толкающими конвейерами для транспортировки и складирования крупных штамповок на заводе широко применяется универсальная стоечная кассета 1500 на 800 мм с квадратными трубчатыми стойками.

В отверстия, прорезанные в этих стойках, могут вставляться на различной высоте от одного до трех сменных кронштейнов различной длины. Кронштейны соединены металлическими или деревянными боковинами с прикрепленными к ним в отдельных случаях фиксаторами для деталей. Благодаря применению сменных боковых кронштейнов такая универсальная кассета может быть различных габаритов и удобно использоваться для укладки и фиксации крупных штамповок различных размеров (рис. 1).

При осуществлении проекта реконструкции автозавода им. Ленинского комсомола вследствие отдаленности расположения новой площадки была исключена возможность конвейерного транспортирования крупных штамповок из прессового цеха на склады сварочно-сборочных цехов. В первоначальном проекте реконструкции было предложено 36 специализированных типов стоечных кассет для отдельных деталей. Размеры некоторых из них достигали 2180×1600 мм.

Учитывая проектную мощность автозавода им. Ленинского комсомола крупные детали нужно штамповать сериями, чтобы обеспечить сборку на 10—14 дней. Поэтому для каждой детали необходимо иметь значительный отдельный парк специальной тары.

При последующей разработке транспортно-технологических схем реконструкции автозавода им. Ленинского комсомола и, в частности, при разработке проекта транспортирования де-

талей и узлов со старой на новую площадку завода вопрос о таре для крупных кузовных штамповок был дополнительно проанализирован с учетом опыта отечественных и зарубежных заводов. Ульяновским научно-исследовательским институтом произведены расчеты и выполнены совместно с заводом большие работы по изготовлению опытных образцов тары новой

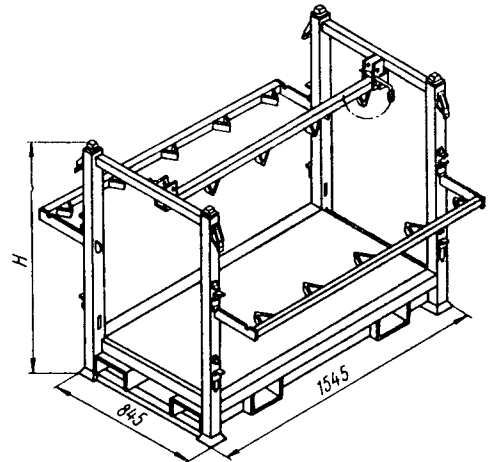


Рис. 2. Универсальная стоечная кассета в рабочем положении с выдвинутыми боковинами

конструкции с различными вариантами фиксации деталей в таре, опытные укладки деталей в тару с хронометражем этих операций, лабораторные и производственные испытания тары, а также опытные перевозки и корректировка после них конструкций. Все это позволило сделать ряд выводов о таре для крупных штамповок и принять, что для автозавода им. Ленинского комсомола вместо 36 типоразмеров специальной тары первого проекта необходима единая универсальная стоечная кассета (рис. 2 и 3) на базе кассеты Волжского ав-

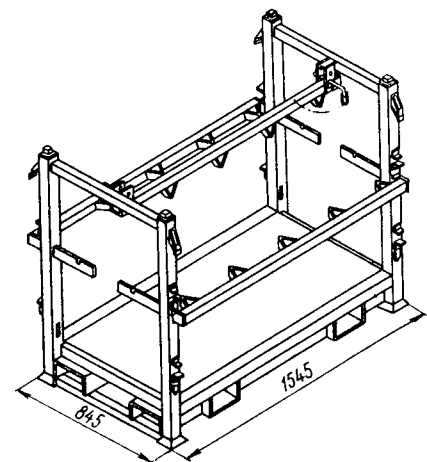


Рис. 3. Универсальная стоечная кассета с вдвинутыми внутрь боковинами — в положении для порожней перевозки и складирования

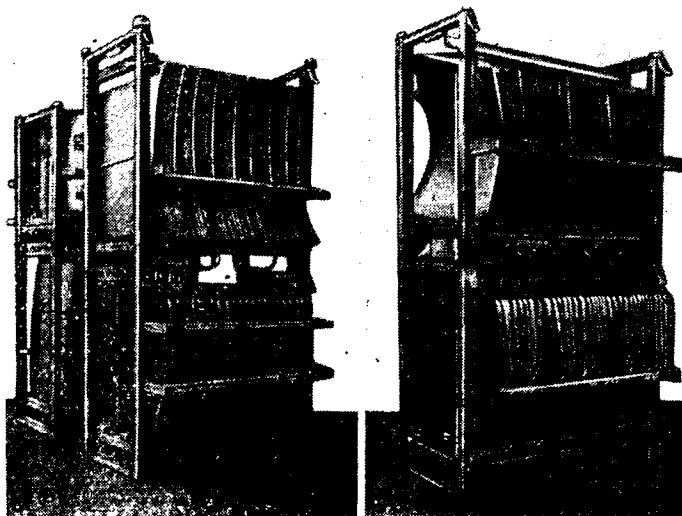


Рис. 1. Универсальная стоечная кассета с боковыми кронштейнами различной длины применена для укладки и точной фиксации крупных штамповок различных размеров

тозавода (кроме панелей пола кузова и крыши, для которых спроектирована тара специальной конструкции) с некоторой ее конструктивной переработкой в следующем:

1. С учетом более сложных условий межплощадочных перевозок, введена более тщательная и надежная фиксация деталей при их укладывании в тару; на нижних и боковых по-

рах поставлены дополнительные фиксаторы, а для части деталей изготовлены отъемные верхние прижимы (рис. 2).

2. В результате экспериментальных укладок и перевозок при отработке конструкции на автозаводе им. Ленинского комсомола появилась возможность создания «групповых» фиксаторов, надежно фиксирующих партии из нескольких деталей без повреждения их поверхности (рис. 4).

3. Существенно изменена конструкция боковых кронштейнов. Теперь можно менять габариты тары для деталей различных размеров без смены кронштейнов, только за счет регулировки их положения, устойчиво фиксируемого защелкой на стойке.

Расположение прорезей-гнезд в кронштейнах для фиксации защелки замка, соответствующее определенным группам деталей, определяется при опытных укладках. Это значительно упрощает и ускоряет переналадку тары с одной детали на другую и, главное, ликвидирует наличие дополнительных сменных отъемных деталей тары. Работа со сменными комплектами кронштейнов, их хранением и подачей со склада была бы, естественно, организационно сложней и не исключала возможности их утери.

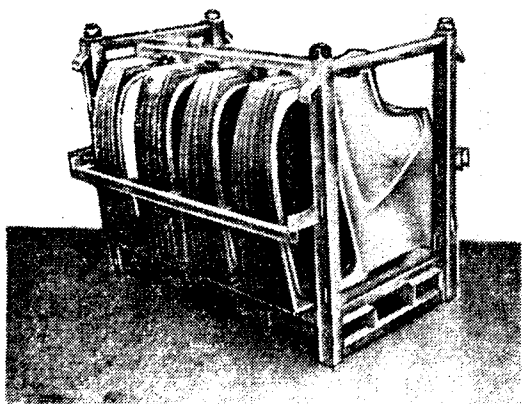


Рис. 4. Универсальная стоечная кассета с групповыми фиксаторами

4. При экспериментальных укладках для ряда деталей принята тара группового назначения, пригодная для надежной укладки и фиксации в некоторых случаях с небольшой регулировкой положения кронштейнов деталей нескольких наименований, близких по размерам; например: для шести наименований панелей дверей различных модификаций; для шести модификаций задних крыльев и других групп деталей.

5. Учитывая, что в прессовых цехах ряда автомобильных заводов необходимо тары с крупными штамповками перемещать краном, предусмотрели возможность застройки тары специальными захватами (рис. 2).

Тара описанной конструкции испытана и принята заводом. В настоящее время изготовлено необходимое количество такой тары и завод приступил к ее эксплуатации, что дает ряд существенных преимуществ.

1. Прежде всего с использованием единой унифицированной тары, габариты которой регулируются выдвигаемыми кронштейнами, при том же объеме производства и при том же количестве наименований штампуемых деталей резко уменьшается общее потребное количество тары для транспортирования и

хранения крупных штампов на складе перед сваркой и сборкой по сравнению со специализированной тарой 36 типоразмеров. Это объясняется тем, что коэффициент использования во времени специализированной закрепленной за каждой деталью тары при штамповке крупных партий для несколькихдневной сборки не превышает 55—60%, так как порожняя тара этого типа, постепенно высвобождаемая во время сварки и сборки, ждет несколько дней начала штамповки следующей партии той же детали и занимает при этом значительные складские площади. С применением унифицированной тары регулирование положения кронштейнов позволяет эффективно использовать ее и для других штампуемых деталей. Это повышает коэффициент использования тары во времени до 80—85%. Однако при этом необходимо учитывать влияние масштаба производства.

При достижении уровня производства автомобилей, когда суточный темп сборки равен или приближается к темпу двухсменной штамповки крупных деталей, большинство линий крупной штамповки тоже должно быть переведено с серийной работы на поточную. В этом случае можно применять специализированную тару, так как она совершает непрерывный ежедневный кругооборот между линией штамповки данной детали и линией ее сварки-сборки. Поэтому для данной детали потребуется по сравнению с серийной штамповкой меньшее количество тары, необходимое лишь для суточного оборота и хранения некоторого аварийного страхового запаса штампованных деталей.

2. Унифицированная кассета со вдвинутыми кронштейнами занимает в среднем 60% площади специализированной кассеты со стойками на углах.

3. Единство посадочных размеров универсальных кассет упрощает штабелирование порожней тары и складирование в три-четыре яруса тары с различными деталями, если это требуется.

4. В результате при использовании универсальной регулируемой кассеты благодаря перечисленным в пунктах 1, 2 и 3 преимуществам — общая площадь, необходимая для складирования порожней и заполненной тары, как показали расчеты (см. таблицу), резко уменьшается по сравнению с применением специализированной тары для каждой детали. Особенно важно, что уменьшается занимаемая тарой площадь в местах прогрузки у прессов последней операции, где необходимо иметь всегда хотя бы небольшой запас порожней тары на линии для обеспечения бесперебойной работы.

5. Необходимо особенно внимательно оценивать условия работы в том или ином варианте и с точки зрения организации производства. При напряженном темпе работы оперировать с многочисленными различными типоразмерами тары несравнимо сложнее, чем с единой универсальной тарой. Поэтому упрощение грузопотоков тары и управления ими и уменьшение потребной площади имеет первостепенное значение.

6. При оценке качества тары для крупных штампов, кроме ее прочности, надежности и безопасности при штабелировании и соответствия ее транспортным механизмам, важно также удобство ее конструкции для приемов работы при съеме детали со штампа и укладке ее в тару, а также при взятии ее из тары на участке мойки или сварки и сборки. Особенно важна укладка в тару в темпе изготовления штамповки.

В универсальной стоечной кассете ее сравнительно малые габариты и возможность снять, если это требуется, переднюю боковину с кронштейном облегчает в ряде случаев размещение ее на рабочем месте и работу по укладке и взятию деталей и устраняет необходимость поднимать громоздкие детали выше стенки тары.

Деталь	Размеры специальной тары первоначального варианта			Размеры загруженной тары конструкции УНИПТИМАШ			Вместимость тары в шт.		Количество тары, необходимой для укладки 10000 деталей		Количество тары с учетом коэффициента использования по времени		Площадь в м ² для хранения тары в три яруса на 10000 деталей	
	Длина в мм	Ширина в мм	Площадь в м ²	Длина в мм	Ширина в мм	Площадь в м ²	Первоначальный вариант	Конструкция УНИПТИМАШ	Первоначальный вариант	Конструкция УНИПТИМАШ	Первоначальный вариант 1,8	Конструкция УНИПТИМАШ 1,2	Первоначальный вариант	Конструкция УНИПТИМАШ
Панель двери	1600	1100	1,76	1500	1400	2,1	80	176	125	56	215	67	277,5	46,0
Крыло:														
переднее	2180	1550	3,37	1500	800	1,2	42	40	238	250	428	300	480,0	120,0
заднее	1600	1200	1,92	1500	1410	2,1	84	144	120	70	216	84	138,2	58,8
Крышка багажника	2180	1550	3,37	1500	920	1,3	44	92	230	110	414	133	465,0	58,0
Панель капота	2180	1550	3,37	1500	1300	1,95	30	90	333	111	600	216	674,0	86,4
Панель окна задней части кузова	1600	1200	1,92	1500	1500	2,25	36	80	277	125	500	600	321,0	450,0

П р и м е ч а н и е. Размеры единой порожней кассеты конструкции УНИПТИМАШ: 1500×800 мм, S = 1,2 м².

В одном из конструктивных вариантов кассеты для этой цели, а также для удобства плотной укладки порожней тары данного типа во время возврата ее при дальних межзаводских перевозках предусмотрена также одна пара отъемных стоек. Однако при этом практически исключается возможность ее перемещения краном.

7. Применение стоечной тары со стойками требуемого сечения снижает до 35% расход металла по сравнению с традиционной ящичной тарой тех же размеров.

Типовые конструкции тары для крупных штамповок должны отвечать следующим основным требованиям:

1. Максимально возможная универсальность и взаимозаменяемость, позволяющая сократить общий парк тары и упрощающая специализированное производство.

2. Минимальная площадь, занимаемая тарой.

3. Надежная фиксация деталей с помощью постоянных или регулируемых фиксаторов.

4. Возможность применения в конструкции стоечной тары при необходимости отъемной пары стоек, что упрощает складирование порожней тары при ее обратных перевозках.

5. Возможность создания на этой единой конструктивной базе тары двух видов: для перемещения только наполненным транспортом и для перемещения мостовыми кранами, тросами или механизированными захватами.

6. Максимально возможная унификация деталей и узлов.

7. Правильный подбор ряда высот применительно к размерам кузовных штампов и наилучшей вместимости в подвижном составе (в железнодорожный вагон, крупногоннажный контейнер, полуприцеп, фургон).

Перемещение большой массы крупных листовых штампов является важным элементом совершенной высокопроизводительной технологии холодной штамповки. Применение новой тары настоятельно требует общего повышения культуры производства, строгого соблюдения технологической дисциплины и, в том числе, умелого бережного и безоговорочно точного соблюдения порядка при тщательном выполнении транспортно-складских операций.

Проведенная работа показала целесообразность и необходимость разработки на основе этого опыта общепромышленных конструкций типовой стоечной тары для крупных штамповок и быстрой организации ее централизованного производства.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43.068:543.27

Сравнительный анализ состава отработавших и картерных газов

Кандидаты техн. наук Г. Н. РЫТВИНСКИЙ, И. Я. РАЙКОВ

Научно-исследовательская и конструкторско-технологическая лаборатория токсичности двигателей, Московский автомеханический институт

КОЛИЧЕСТВЕННОЕ и качественное содержание токсичных компонентов в отработавших и картерных газах, которые составляют свыше 85% всех токсичных веществ автомобиля, определяется прежде всего совершенством протекания процесса сгорания в цилиндрах двигателя, причем характер его зависит от многих эксплуатационных и конструктивных факторов. Влияние отдельных факторов на содержание в отработавших газах токсичных компонентов в настоящее время достаточно подробно освещено как в отечественной, так и в зарубежной литературе [1—4]. Вместе с тем образование отдельных компонентов продуктов сгорания в процессе развития по времени и по отдельным зонам надпоршневого пространства, особенно токсичных компонентов, изучено далеко не полностью.

По мнению авторов, в изучении развития процесса сгорания и образования токсичных веществ в цилиндрах двигателя определенную роль может играть метод сравнительного анализа или сопоставления химических составов отработавших и картерных газов.

Прежде всего рассмотрим схематично механизм образования картерных газов, т. е. газов, прорывающихся из надпоршневого пространства в картерную полость двигателя. Подавляющее количество газов прорывается в картерное пространство при сжатии, сгорании рабочей смеси и расширении продуктов сгорания. Истечение газов из надпоршневого пространства затрагивает лишь периферийную кольцевую область на стыке между стенкой цилиндра и поршнем.

В процессе сжатия и сгорания рабочей смеси, вплоть до прихода фронта пламени к периферийным областям камеры сгорания, т. е. практически вплоть до завершения процесса активного горения, из надпоршневого пространства в картер поступает рабочая смесь (в карбюраторных двигателях) или воздух, а затем некоторое количество рабочей смеси в дизелях. Поскольку истечение продуктов сгорания из надпоршневого пространства затрагивает главным образом периферийную зону, то со-

став доли продуктов сгорания в картерных газах позволяет судить о завершающей фазе сгорания рабочей смеси. Состав отработавших газов характеризует средние результаты процессов сгорания и доокисления на выпуске. Именно эти различия и составляют основу для выявления последовательности, с которой компоненты продуктов сгорания преимущественно образуются в тот или иной период процесса сгорания. Проникшие из надпоршневого пространства газы в картерной полости насыщаются аэрозольными частицами и парами масла, а также газообразными и аэрозольными продуктами окисления масла. Содержание углеводородов в картерных газах зависит от многих конструктивных особенностей и температурных параметров работы двигателя. Поэтому авторы считают нецелесообразным в дальнейшем сравнивать отработавшие и картерные газы по углеводородам, так как причины их содержания в отработавших и картерных газах принципиально различны.

Для сравнительного анализа состава отработавших и картерных газов необходимо определить долю продуктов сгорания в картерных газах. Это можно сделать, пользуясь приближенным методом, предложенным д-ром техн. наук М. Г. Кругловым [5] по формуле

$$q = 1 - \frac{y}{x},$$

где q — доля смеси в картерных газах;

y — содержание $\text{CO} + \text{CO}_2$ в картерных газах;

x — содержание $\text{CO} + \text{CO}_2$ в отработавших газах.

Доля смеси в картерных газах карбюраторного двигателя с воздушным охлаждением, подсчитанная М. Г. Кругловым, составляет 60—72%, по методу, предложенному авторами [3], — 57—62%. Для упрощения дальнейшего анализа примем, что

Рис. 1. Состав отработавших и картерных газов испытуемого двигателя с содержанием:

а — альдегидов; б — окиси углерода;
в — окислов азота

картерные газы содержат в среднем 40% продуктов сгорания и, исходя из этого, приведем содержание отдельных компонентов продуктов сгорания в картерных газах к содержанию их в отработавших газах:

$$g'_{o.g} = \frac{r g_{k.g}}{0,4},$$

где $g'_{k.g}$ — содержание компонента в картерных газах.

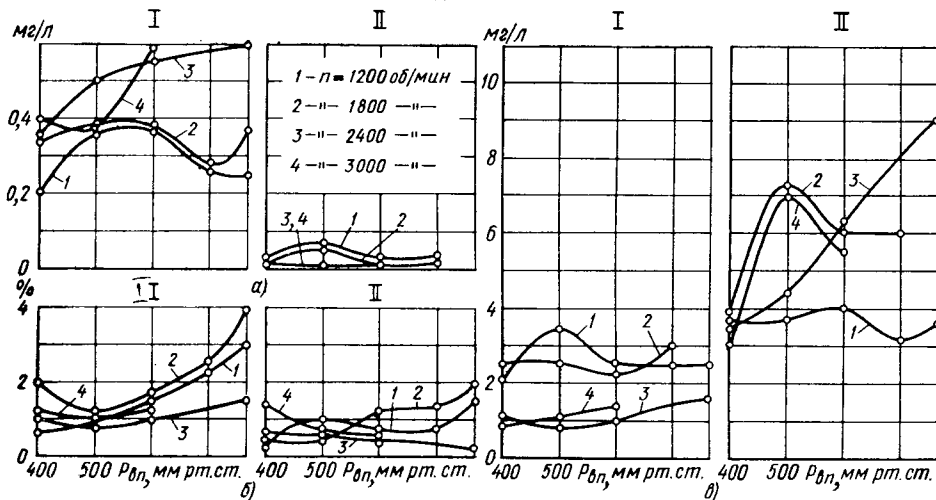
Нас интересует прежде всего закономерность образования токсичных компонентов в отработавших газах. На рис. 1 даны кривые, характеризующие содержание CO , NO_x и альдегидов в приведенных картерных газах (графики I) и в отработавших (графики II), полученные авторами при испытании V-образного восьмицилиндрового двигателя в лаборатории двигателей Московского автомеханического института. Прежде всего обращает на себя внимание значительное отличие в содержании альдегидов. В приведенных картерных газах их по меньшей мере в 10 раз больше, чем в отработавших. По современным представлениям образование альдегидов связано с недовершенностью окисления углеводородных молекул, а момент их появления в цилиндре относится к прохождению «холодного пламени» [1 и 6]. Но, видимо, нельзя считать, что альдегиды образуются, вернее фиксируются как конечные соединения отработавших газов только в процессе прохождения фронта «холодного пламени». Действительно, значительное преобладание альдегидов в картерных газах по сравнению с отработавшими, показывает, что их образование как конечного продукта процесса сгорания связано прежде всего с периферийными областями камеры сгорания.

Так, приведенные на рис. 1 данные позволяют с достаточной степенью достоверности утверждать, что образование альдегидов связано с наличием сравнительно холодного пристенного слоя, возникающего вследствие теплопередачи от газов к стенкам, т. е. связано не с общим энергетическим уровнем реакции (понимая под этим давление и температуру газов), а с энергетическим уровнем пристенного слоя. Последний, естественно, обусловлен нагрузкой двигателя, составом смеси и законом ее сгорания и в то же время условиями охлаждения стенок камеры сгорания.

О существенном влиянии пристенного слоя на образование альдегидов свидетельствует также разница в содержании альдегидов в отработавших газах карбюраторного двигателя и дизеля. В карбюраторных двигателях, где в силу особенностей смесеобразования возможно значительное выпадение топлива на стенки, содержание альдегидов в отработавших газах на средних нагрузках достигает 0,03—0,07 мг/л; в дизелях, работающих по MAN-процессу, т. е. с пленочным смесеобразованием, — 0,02—0,03 мг/л, а в дизелях с непосредственным впрыском топлива — 0,01—0,02 мг/л.

При анализе рис. 1 следует учитывать, что количество альдегидов определяют не только энергетические параметры пристенного слоя, но и количество углеводородов в этом слое, обусловливаемое, в частности, качеством смесеобразования. Можно предположить, что при малых нагрузках углеводороды в пристенном слое сохраняются неокисленными. При средних нагрузках происходит их частичное окисление с образованием альдегидов, а при больших нагрузках, когда энергетический уровень пристенного слоя достигает своих максимальных значений, происходит уменьшение содержания альдегидов за счет более глубокого окисления углеводородов. Об этом свидетельствует и заметный рост содержания CO в картерных газах с увеличением нагрузки — более значительный, нежели в целом в продуктах сгорания [рис. 1, б].

Прямую зависимость содержания альдегидов от нагрузки двигателя и от содержания углеводородов в отработавших газах можно проследить по рис. 2, графики которого построены по данным группы перспективных исследований Министерства транспорта Швеции. С ростом нагрузки, т. е. с ростом энергетического уровня протекания реакции и увеличением цикловой подачи топлива (уменьшением α) в дизелях содержание углеводородов уменьшается за счет более полного их окисления. В свою очередь, содержание альдегидов при переходе от ма-



лых нагрузок к средним уменьшается, а далее опять возрастает, прежде всего, по-видимому, за счет частичного окисления углеводородов.

По современным представлениям образование окислов азота определяется только температурными факторами и концентрацией кислорода. Реакции идут с поглощением тепла, которое расходуется частично на диссоциацию молекул и частично на активизацию реакции [1 и 2]. Поскольку образование окислов азота в цилиндрах двигателя происходит в процессе горения топлива, а реакция атомарного кислорода с углеводородными молекулами происходит легче, чем с азотом, то образование окислов азота относят к периоду в основном после завершения реакции горения. В целом содержание окислов азота увеличивается с ростом нагрузки двигателя.

Максимум выделения NO_x у бензиновых двигателей наблюдается в сравнительно узких пределах коэффициента избытка воздуха $\alpha = 0,9 \div 1,1$.

Однако сравнительный анализ состава газов показывает, что содержание окислов азота в приведенных картерных газах существенно меньше содержания их в отработавших газах, в ряде случаев в 3—5 раз. Как указывалось выше, истечение происходит в основном из периферийной области камеры сгорания. Поэтому сравнительно меньше содержание окислов азота в приведенных картерных газах, чем в отработавших, свидетельствует, что процесс их образования в цилиндре двигателя заканчивается в основном до полного выгорания рабочей смеси, следовательно, вне периферийной области камеры сгорания. Этим объясняется и то, что с ростом нагрузки содержание NO_x в отработавших газах возрастает более резко, чем в картерных. Особенно заметно проявляется это при работе на больших числах оборотов вала. Таким образом, данные сравнительного анализа показывают, что образование окислов азота нельзя отнести к завершающей стадии горения смеси и тем более к периоду после завершения процесса горения. В крайнем случае речь может идти об образовании окислов азота в зоне за фронтом пламени, но именно в процессе активного горения рабочей смеси.

Для периферийных (пристенных) зон камеры сгорания характерен прежде всего большой перепад температур, обусловленный теплоотдачей холодному источнику (стенкам). При росте нагрузки температурный градиент в периферийной зоне возрастает. Это позволяет сделать вывод, что образование окислов

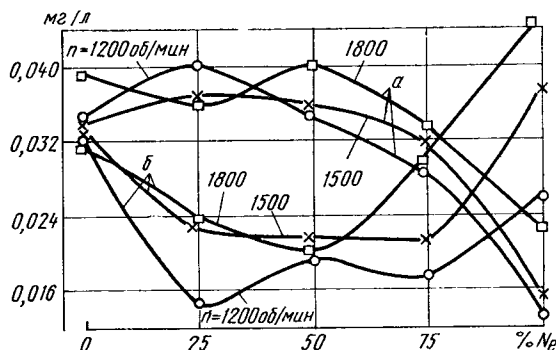


Рис. 2. Содержание углеводородов и альдегидов в отработавших газах дизеля в зависимости от нагрузки:

а — углеводороды; б — альдегиды

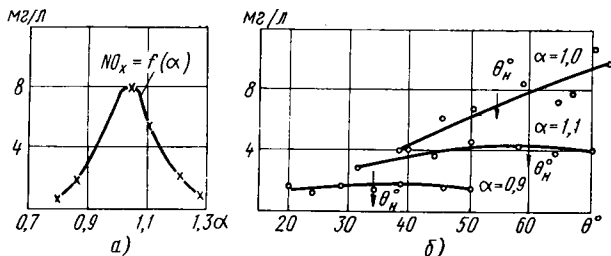


Рис. 3. Содержание окислов азота в отработавших газах испытываемого двигателя в зависимости от состава смеси (а) и угла опережения зажигания (б): θ_H^0 — оптимальный угол опережения зажигания

азота связано не только с теплотой сгорания смеси и скоростью тепловыделения, но и с интенсивностью теплоотдачи из очага реакции.

Подтверждением является то, что при уменьшении угла опережения зажигания или подачи топлива, по сравнению с оптимальным его значением, содержание окислов азота в отработавших газах резко снижается. Так как оптимальный угол опережения соответствует сгоранию топлива в минимальном объеме, то с уменьшением угла опережения процесс сгорания протекает уже в прогрессивно увеличивающемся объеме. При этом температурный градиент и теплопередача в соседние слои рабочей смеси и продуктов сгорания возрастают. Данные экспериментов показывают, что уменьшение угла опережения зажигания (впрыска) на $10-15^\circ$ от оптимального на данном режиме позволяет уменьшить содержание окислов азота почти в 2 раза при уменьшении мощности двигателя в пределах всего 2—4%. Следовательно, определяющим является не только давление и температура в цилиндре, которые в этом случае незначительно отличаются от максимальных значений.

Изменение угла опережения зажигания (по опытам Московского автомеханического института) оказывает наибольшее влияние на содержание окислов азота в отработавших газах только при работе двигателя на горючих смесях, обуславливающих наибольшее выделение NO_x (рис. 3, а, б). При обеднении и обогащении горючей смеси, когда выделение NO_x резко уменьшается, изменение угла опережения зажигания практи-

чески не влияет на содержание в газах окислов азота. Выказанные соображения о влиянии интенсивности теплоотдачи из очага реакции в соседние слои на образование окислов азота не являются безусловными и требуют дальнейшего экспериментального подтверждения. По мнению авторов, оно может быть одним из направлений поиска решения проблемы.

Содержание окиси углерода в приведенных картерных газах отличается от содержания его в отработавших газах не более чем в 2—3 раза, причем главным образом на больших нагрузках. На малых нагрузках содержание СО в отработавших и картерных газах примерно одинаково. Как уже упоминалось выше, увеличение количества СО в картерных газах на больших нагрузках можно объяснить сравнительно полным окислением углеводородов в пристенном слое. Близкие по своему значению величины содержания СО в отработавших и картерных газах, особенно на малых и средних нагрузках, свидетельствуют о том, что очаги его образования более или менее равномерно распределены по объему камеры сгорания, а выход СО определяется главным образом составом горючей смеси.

Таким образом, сравнительный анализ состава отработавших и приведенных картерных газов целесообразно использовать как один из методов исследования токсичности двигателей; повышенное содержание альдегидов в картерных газах указывает на их преимущественное образование в холодном пристенном слое на завершающем этапе процесса сгорания; незначительное содержание окислов азота в картерных газах свидетельствует о том, что образование последних завершается вне периферийной зоны камеры сгорания, т. е. до окончания процесса активного горения; окись углерода образуется равномерно по времени процесса и по объему камеры сгорания; преобладание СО в картерных газах на больших нагрузках свидетельствует о дожигании углеводородов в пристенном слое.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сборник трудов ЛАНЭ. Изд-во «Знание», 1969.
2. Abthoff J., Luther H. — «ATZ», 1969, № 4.
3. Райков И. Я., Рытвинский Г. Н., Тюрин Г. Е. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 9.
4. Малов Р. В. В сб. трудов ЛАНЭ. М., 1969.
5. Круглов М. Г., Дмитриев В. П. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.
6. Шатров Е. В., Свиридов Ю. Б. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 4.

УДК 621.436:629.113

О возможности повышения технико-экономических показателей двухтактных дизелей

Канд. техн. наук О. П. ПОНОМАРЕВ, Д. А. БУЛГАКОВ

Ленинградский карбюраторный завод

В ПОСЛЕДНИЕ годы Ярославским моторным заводом проведены работы по совершенствованию рабочего процесса двухтактных дизелей, которые показали, например, что за счет внедрения четырехклапанной головки, значительно улучшающей процессы очистки цилиндров, удельные расходы топлива могут быть снижены до 185 г/э.л.с.ч по основным нагрузочным характеристикам.

Однако существуют и другие возможности использования резервов, безусловно, имеющих в этих дизелях: менее сложные, не требующие больших затрат на подготовку производства и не нарушающие взаимозаменяемости узлов и деталей. Рассмотрим такие возможности.

Главным недостатком указанных дизелей является нерациональное использование воздушного заряда при работе по внешней характеристике, вследствие чего не полностью используются их потенциальные мощностные качества. Так, при испытании дизеля ЯАЗ-М204А установлено, что суммарный коэффициент избытка воздуха при увеличении оборотов с 1000 до 2000 в минуту возрастает с 2,25 до 2,4. В то же время с увеличением числа оборотов улучшаются процессы смесеобразования и сгорания. Следовательно, желаемой была бы обратная картина, т. е. уменьшение величины $\alpha_{сум}$ по мере увеличения числа оборотов. Увеличение $\alpha_{сум}$ происходит вследствие того, что характеристика подачи воздуха приводимым нагнета-

телем не соответствует характеристике максимальной подачи топлива, так как производительность нагнетателя с увеличением числа оборотов растет за счет меньшего влияния воздушных зазоров, а подача топлива плунжерной парой падает за счет возрастающего влияния сжимаемости топлива.

Таким образом, при повышенных числах оборотов дизеля подача топлива может быть увеличена. Это было учтено при выпуске форсированных модификаций ЯАЗ-М204В и ЯАЗ-М206Б с насос-форсунками серий 70 и 80 (рис. 1), у которых максимальная подача топлива была увеличена до получения контрольной цилиндровой мощности 35—37 л. с. (вместо 30 л. с. в двигателе ЯАЗ-М204А) и максимальной до 40 л. с. Однако такое форсирование обуславливает весьма существенное ухудшение экономичности дизеля, увеличение вредных составляющих в отработавших газах и дымности выпуска на пониженных скоростных режимах внешней характеристики. Из рис. 1 видно, что удельный расход топлива увеличивается в среднем на 30 г/э.л.с.ч, содержание окиси углерода в отработавших газах возрастает с 0,2 до 1,5—3,0%, содержание углерода — с 1,0 до 5,0—7,0% и содержание окиси азота — с 2 до 3,5% (по результатам анализа отработавших газов, проведенного на Ленинградском карбюраторном заводе с участием ЦНИТА).

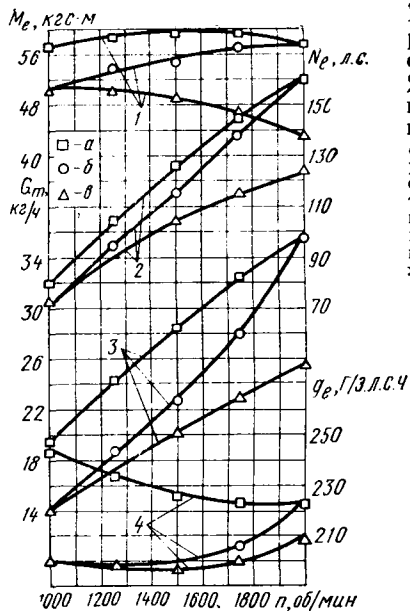


Рис. 1. Внешние характеристики дизеля ЯАЗ-М204А при использовании различных насос-форсунок: а — насос-форсунка серии 80; б — насос-форсунка серии 80 с корректором; в — насос-форсунка серии 60; 1 — крутящий момент; 2 — мощность; 3 — часовой расход топлива; 4 — удельный расход топлива

Оптимальным решением задачи форсирования мощности было бы прогрессивное увеличение максимальной подачи топлива по мере увеличения числа оборотов дизеля. В этом случае тот же эффект увеличения максимальной мощности может быть достигнут без ухудшения показателей рабочего процесса на пониженных скоростных режимах внешней характеристики.

Если принять за исходное условие мощность 70 л. с. при 1000 об/мин (получаемую при установке насос-форсунок серии 60) и 160 л. с. при 2000 об/мин (развиваемую дизелем при установке насос-форсунок серии 80), то часовая подача топлива должна прогрессивно увеличиваться с 14 кг/ч при 1000 об/мин до 35 кг/ч при 2000 об/мин. Эта задача может быть осуществлена на двигателе путем установки насос-форсунок серии 80 и введения в конструкцию двигателя пневматического корректора максимальной подачи топлива. Конструкция корректора, разработанная и испытанная на Ленинградском карбюраторном заводе, показана на рис. 2.

Пружинная диафрагма 3 (корректора) находится под воздействием давления воздуха из ресивера и через тягу 5 и рычаг 8 управляет положением упорного конуса 9, установленного на место болта, ограничивающего ход штанги управления рейками насос-форсунок в серийном исполнении. При увеличении числа оборотов дизеля и давления воздуха в ресивере конус 9 выдвигается, давая возможность штанге перемещаться в сторону увеличения подачи.

Средний удельный расход топлива дизеля с насос-форсунками серии 80 и корректором несколько выше, чем с насос-форсунками серии 60, но ниже на 20—25 г/э.л.с.ч, чем с насос-форсунками серии 80 без корректора.

Кривая крутящего момента дизеля с насос-форсункой серии 80 и корректором имеет коэффициент приспособляемости меньше единицы, но при уменьшении оборотов за счет саморегулирования в точке контакта упорного конуса 9 корректора с рычагом штанги управления рейками насос-форсунок (рис. 2) кривая протекает аналогично кривой крутящего момента дизеля без корректора (при отпавлении из точки максимальной мощности) либо эквидистантно ей (при отпавлении из любой другой точки внешней характеристики), обеспечивая тем самым такой же запас крутящего момента. На рис. 3 приведены кривые крутящего момента, полученные при отпавлении из точек, соответствующих оборотам 1000, 1250, 1500 и 2000 в минуту, внешней характеристики дизеля с корректором.

Наличие вредных составляющих и углерода в отработавших газах показано на рис. 4, из которого видно, что по этим показателям дизель с насос-форсунками серии 80 и корректором мало отличается от обычного дизеля ЯАЗ-М204А с насос-форсунками серии 60.

Таким образом, с помощью корректора максимальная мощность дизеля может быть получена равной 160 л. с. без роста общей теплонапряженности и без ухудшения показателей рабочего процесса на пониженных скоростных режимах.

С целью исследования возможности улучшения экономических и мощностных показателей дизеля также без серьезных конструктивных усовершенствований и нарушения взаимозаменяемости узлов и деталей, на заводе были проведены опыты по применению распылителей насос-форсунок с девятью сопловыми отверстиями (вместо семи в серийном исполнении) диамет-

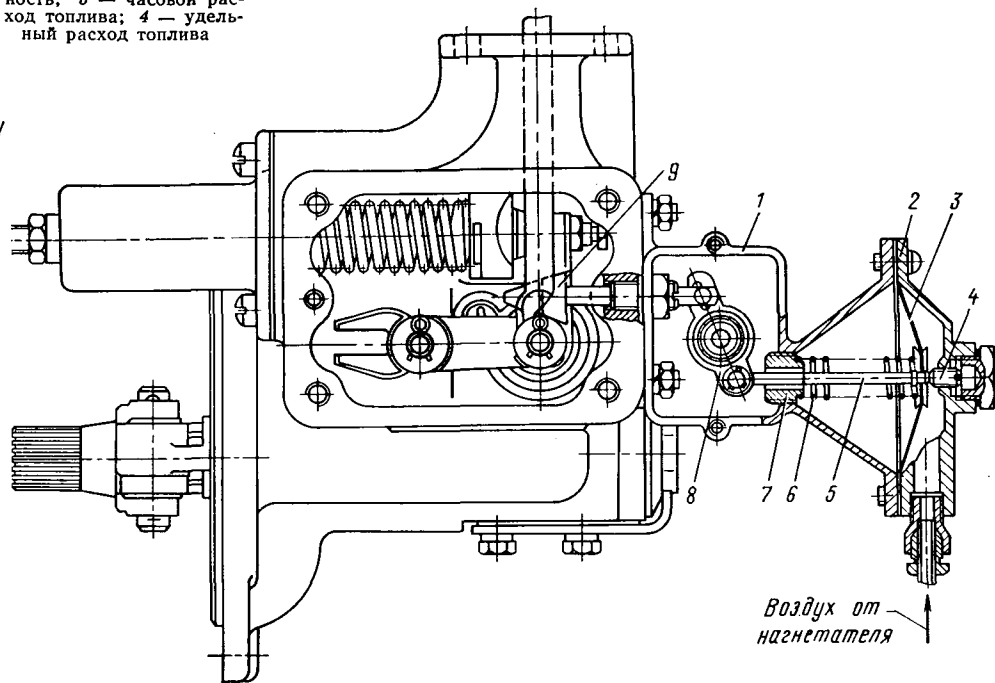


Рис. 2. Пневматический корректор максимальной подачи топлива: 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — диафрагма; 4 — винт установочный; 5 — тяга диафрагмы; 6 — пружина; 7 — втулка регулировочная; 8 — рычаг корректора; 9 — упорный конус

ром 0,132 мм (вместо 0,152 мм) на дизеле ЯАЗ-М204В (с насос-форсунками серии 80) с увеличением номинального числа оборотов до 2100 в минуту.

Опыты показали, что наибольший эффект новые распылители обеспечивают на пониженных скоростных режимах (8—10 г/э.л.с.ч экономии на 1000 об/мин). По мере увеличения оборотов этот эффект уменьшается в связи с увеличением давления распыливания, почти исчезая (разница в величине $g_e = 2-5$ г/э.л.с.ч) на режимах, близких к номинальному.

Максимальная мощность по нагрузочной характеристике 2100 об/мин получена равной 167 л. с. при часовом расходе около 35 кг/ч и стандартных

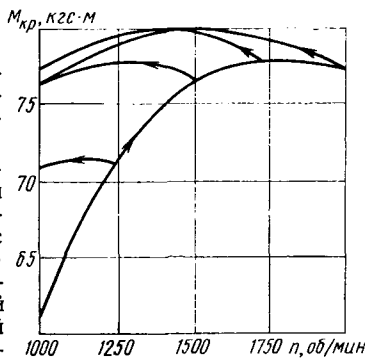


Рис. 3. Протекание крутящего момента дизеля ЯАЗ-М204А с корректором с насос-форсункой серии 80

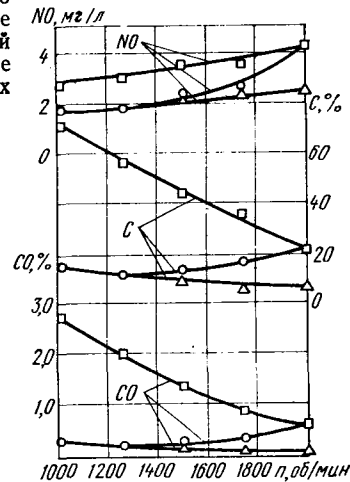


Рис. 4. Изменение NO, CO и C в отработавших газах дизеля ЯАЗ-М204А при установке различных насос-форсунок (обозначения те же, что на рис. 1)

атмосферных условиях: давление 760 мм рт. ст., температура воздуха 20°C, влажность 60%. Часовой расход топлива на ре-

жиме 2000 об/мин в этом случае равен 34 кг/ч, что ниже верхнего предела производительности насос-форсунок по техническим условиям (35 кг/ч) для этого двигателя. Следовательно, мощность порядка 170 л. с. может быть получена без увеличения верхней границы часовой подачи топлива и тем самым без увеличения общей теплонпряженности дизеля. Форсирование номинального числа оборотов до 2100, естественно, определяет некоторое увеличение динамических нагрузок на кривошипно-шатунный механизм, но представляется допустимым, с точки зрения моторесурса двигателя в связи с весьма малой долей времени работы дизеля на этом режиме.

Таким образом, внедрение в производство предлагаемых усовершенствований может обеспечить следующие технико-экономические показатели двухтактных дизелей ЯАЗ сравнительно с четырехтактными дизелями ЯМЗ (см. таблицу).

Как видно из таблицы, весовые показатели четырехцилиндровых дизелей ЯАЗ и ЯМЗ-236 становятся одинаковыми — 4,5 кг/л.с., а у шестицилиндрового дизеля ЯАЗ-206 даже более высокими — 3,8 кг/л.с. по сравнению с 4,17 кг/л.с. четырехтактного дизеля ЯМЗ-238.

Что касается топливно-экономических показателей, то по минимальному удельному эффективному расходу топлива по ос-

Двигатель	Число цилиндров	Максимальная мощность в л. с.	Вес без коробки передач в кг	Удельный вес в кг/л. с.	Стоимость в руб.	Расход топлива при 1500 об/мин в г/л. с. ч
ЯАЗ-М204	4	170	760	4,5	665	187
ЯМЗ-236	6	180	820	4,5	1064	175
ЯАЗ-М206	6	255	955	3,8	900	187
ЯМЗ-238	8	240	1010	4,17	1290	175

новной нагрузочной характеристике 1500 об/мин четырехтактные дизели ЯМЗ имеют преимущество 12—15 г/э.л.с.ч, а в целом, если принять во внимание величины площадей на многопараметровой характеристике, то, возможно, разница g_e составит 20 г/э.л.с.ч для сравниваемых дизелей.

Установку корректора можно осуществить после весьма несложной доработки корпуса регулятора под фланец корректора и на эксплуатирующихся дизелях (с заменой насос-форсунок серии 60 на серию 80).

УДК 621.43.032

Факторы, влияющие на стабильность величины давления нулевой подачи бензонасосов

В. В. МАРКЕЕВ

ЦИТА

ДАВЛЕНИЕ, близкое к величине давления нулевой подачи, бензонасос развивает при работе двигателя на режиме холостого хода. Заданная величина давления нулевой подачи обеспечивается тарированной пружиной, под действием которой узел диафрагмы в такте нагнетания перемещается вверх.

В зависимости от скоростного режима и температурных условий работы двигателя в нагнетающей магистрали создается различное противодавление. При работе в условиях умеренных температур окружающего воздуха обычно диафрагма насоса не совершает полного хода, а колеблется около своего крайнего нижнего положения.

Размах колебаний диафрагмы зависит от количества потребляемого двигателем топлива, состоит из амплитуды, характеризующей величину перемещения диафрагмы от плоскости разъема в нижнее положение под действием механизма привода, и амплитуды, характеризующей величину перемещения в верхнее положение под действием пружины диафрагмы. Частота таких колебаний зависит от скорости вращения распределительного вала двигателя. С увеличением числа оборотов двигателя частота колебаний диафрагмы увеличивается. Амплитуда, характеризующая величину ее перемещения в верхнее положение под действием пружины диафрагмы уменьшается, несмотря на имеющуюся возможность более полного перемещения при больших расходах топлива двигателем. Это происходит вследствие того, что с увеличением частоты колебаний уменьшается время, необходимое для движения диафрагмы вверх под действием пружины.

При эксплуатации двигателя в условиях высокой температуры окружающего воздуха в системе топливоподдачи насоса создаются так называемые паровые пробки, объем которых во много раз превышает объем жидкой фазы топлива. В этих условиях из-за уменьшения объема жидкой фазы уровень топлива в поплавковой камере карбюратора значительно понижается и клапан поплавкового механизма карбюратора может находиться в открытом положении, что обуславливает снижение гидравлического сопротивления. Ход диафрагмы в таком случае становится относительно полным за счет увеличения доли перемещения ее в верхнее положение под действием пружины. Однако при полном ходе диафрагмы в верхнее положение усилие пружины затрачивается на сжатие паров бензина, а на полезный ход, обеспечивающий подачу топлива в поплавковую камеру карбюратора, расходуется лишь то усилие, которое

пружина имеет, находясь в состоянии, близком к свободному. В случае большой цикличности работы топливного насоса пружина не в состоянии за сотые доли секунды, предназначенные для такта нагнетания на данном режиме двигателя, обеспечить полное перемещение диафрагмы в крайнее верхнее положение, тем более что в этот момент величина преднатяга пружины становится минимальной.

Из изложенного видно, какое влияние на стабильность давления нулевой подачи и, соответственно, на работоспособность насоса (особенно при условии высоких температур) оказывает пружина диафрагмы.

Для улучшения эффективности работы насосы должны комплектоваться более сильными пружинами, т. е. предельно допустимая величина по давлению нулевой подачи должна быть повышена и согласована с конструкцией поплавковой камеры карбюратора.

На стабильность давления нулевой подачи насоса, кроме пружины диафрагмы, в той или иной степени влияют следующие факторы:

1. Неблагоприятное сложение полей допускаемых отклонений размеров, обуславливающих смещение хода диафрагмы от оптимального положения относительно плоскости разъема корпуса насоса. К ним относятся размеры длины тяги диафрагмы от оси качания рычага привода до разъема корпуса насоса, от разъема корпуса до опорной поверхности пружины диафрагмы и основные размеры, определяющие конфигурацию рычага привода.

2. Отклонение от оптимальной величины предварительной монтажной вытяжки диафрагмы, характеризующей степень ее натяжения при сборке насоса.

3. Нарушение оптимальной величины выхода толкателя из присоединительного фланца двигателя и наличие в картере двигателя разряжения или избыточного давления.

Одним из основных условий нормальной работы бензонасоса является соблюдение оптимальной ориентации хода диафрагмы относительно плоскости разъема. Распределение величины хода диафрагмы вверх и вниз от плоскости разъема обеспечивается конструктивно. За оптимальную ориентацию принимается либо симметричное распределение хода диафрагмы, либо с преобладанием величины хода диафрагмы в верхнее положение на 25—40% по сравнению с величиной хода диафрагмы в нижнее положение.

В случае преобладания величины хода диафрагмы вниз, увеличивается объем вредного пространства, в результате чего бензонасос неустойчиво работает в условиях повышенных температур окружающего воздуха из-за скопления паров бензина в этом пространстве [1 и 2].

Чрезмерное смещение хода диафрагмы в верхнее положение приведет к ударам в потолок рабочей камеры, что обусловит неполный ход диафрагмы и, соответственно, низкую производительность насоса.

Смещение хода диафрагмы относительно плоскости разреза вверх или вниз от ее оптимального значения приводит также к производственной нестабильности давления нулевой подачи. Величина этого давления будет существенно отклоняться от заданных пределов. Это получается вследствие того, что со смещением положения диафрагмы изменяется рабочая длина пружины, а следовательно, и ее усилие.

На рис. 1 показан метод измерения ориентации хода диафрагмы относительно плоскости разреза. Измерение осуществляется специальным приспособлением — кондуктором 1, которое вместо головки прикрепляется к корпусу насоса. Измерительным прибором служит индикатор 2 часового типа, прикрепляющийся к кондуктору цанговым зажимом. Поскольку диафрагма бензонасоса в результате перекосов может несколько отклоняться от горизонтального положения, необходимо измерять ее положение относительно плоскости разреза в двух точках. Для этого приспособление снабжено скобой 3, шарнирно скрепленной со стержнем 4, взаимодействующим с измерительным стержнем индикатора. За базу отсчета индикатора необходимо принять какое-либо целое число b так, чтобы можно

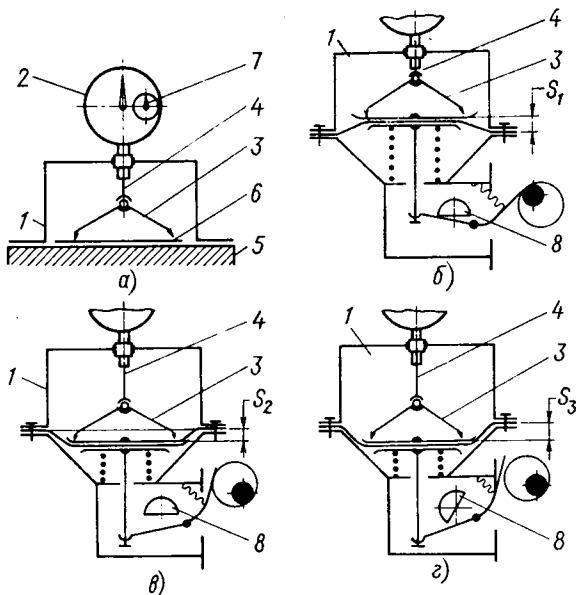


Рис. 1. Метод измерения ориентации диафрагмы относительно плоскости разреза:

a — тарировка базы отсчета; $б$ — при ходе диафрагмы в верхнее положение; $в$ — при ходе диафрагмы в нижнее положение; $г$ — при ходе диафрагмы в нижнее положение от рычага ручного привода

было получать на приборе показания, большие и меньше этого числа на величину возможного перемещения диафрагмы данного насоса вверх и вниз от плоскости разреза. Принятая за базу величина отсчета b фиксируется при положении кондуктора на измерительной плите 5 (рис. 1, a), имитирующей плоскость разреза насоса. Под скобу 3 помещается проставка 6, равная по толщине верхней фасонной шайбе испытуемого насоса. Ориентация диафрагмы относительно плоскости разреза насоса определяется двумя измерениями, характеризующими верхнее (рис. 1, $б$) и нижнее (рис. 1, $в$) положения диафрагмы.

Величина хода диафрагмы вверх S_1 и вниз S_2 , а также полный ход S определяются по результатам измерений согласно формулам

$$S_1 = h_1 - b; S_2 = b - h_2; S = S_1 + S_2 \dots \quad (1)$$

где b — принятое базовое значение отсчета по шкале 7 индикатора;

h_1 и h_2 — показания индикатора при ходе диафрагмы соответственно вверх и вниз.

Подставляя значения S_1 и S_2 в формулу (1) получим

$$S = h_1 - h_2.$$

Величина хода диафрагмы вниз S_3 от валика 8 рычага ручного привода, а также получающийся при этом полный ход диафрагмы S подсчитываются по формулам $S_3 = b - h_3$, $\Delta S = S_3 - S_2$. Подставляя значения S_2 и S_3 , получим $\Delta S = h_2 - h_3$, $S = S_1 + S_3$ или $S = S_1 + S_2 + \Delta S$ (ΔS — величина превышения хода диафрагмы, обеспечивающаяся рычагом ручного привода). Подставляя значения S_1 и S_2 получим

$$S = h_1 - h_3, \quad (2)$$

где h_3 — показание индикатора при ходе диафрагмы вниз от валика рычага ручного привода.

Основными причинами, приводящими к смещению хода диафрагмы относительно плоскости разреза по сравнению с принятым оптимальным положением, являются отклонения от но-

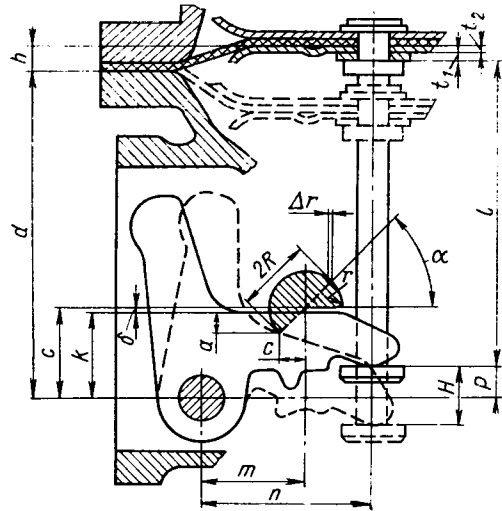


Рис. 2. Схема для расчета хода диафрагмы от ручного привода и длины тяги диафрагмы

минальных значений размеров (рис. 2): d , определяющего положение отверстия под ось рычага привода относительно плоскости разреза корпуса насоса; l , определяющего длину тяги диафрагмы от поверхности для уплотнительной шайбы до поверхности, контактирующей с вилкой рычага привода.

В случаях уменьшения d и увеличения l ход диафрагмы остается таким же, но смещается относительно плоскости разреза вверх. В случаях увеличения d и уменьшения l ход диафрагмы относительно плоскости разреза смещается вниз.

Ориентация хода диафрагмы относительно плоскости разреза должна проверяться на заводах, изготовляющих бензонасосы. Для автомобилей, отправляемых в районы с субтропическим и тропическим климатом, должны отбираться бензонасосы, у которых отклонение высоты перемещения диафрагмы вверх и вниз от плоскости разреза не превышает $\pm 0,5$ мм от принятой оптимальной величины.

Размер l для случаев расположения рабочей поверхности рычага выше оси его качания (рис. 2), ниже оси и на ее уровне определяется по формулам, которые выводятся при составлении уравнений, характеризующих взаимоположение деталей:

$$\begin{aligned} d + h &= l + p + t_1 + t_2, \text{ откуда} \\ l &= d + h - p - t_1 - t_2; \\ l &= d + h + p - t_1 - t_2; \\ l &= d + h - t_1 - t_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Стабильность величины давления нулевой подачи бензонасосов обуславливается также степенью натяжения диафрагмы, т. е. ее монтажной вытяжкой, осуществляемой при креплении головки и корпуса насоса. Монтажная вытяжка диафрагмы может осуществляться:

- 1) вверх от плоскости разреза насоса усилием центральной пружины;
- 2) вниз от плоскости разреза насоса от рычага механического привода специальным приспособлением;
- 3) вниз от плоскости разреза насоса рычагом ручного привода.

Принятый способ, обеспечивающий монтажную вытяжку диафрагмы при сборке насосов, должен быть обязательно отражен в технической документации, с тем чтобы имелась возможность в случае повторной разборки и сборки бензонасоса в эксплуатации обеспечить относительно одинаковую степень натяжения диафрагмы.

Величину S_3 (рис. 1) рекомендуется задавать на 1,5—2 мм больше хода диафрагмы вниз S_2 , что также обеспечит больший ход диафрагмы вверх под действием ее пружины. Чрезмерная монтажная вытяжка диафрагмы увеличивает провисание ее во время работы насоса.

Рассмотрим методику расчета механизма ручного привода бензонасоса (рис. 2).

Максимальное перемещение тяги диафрагмы от механизма ручного привода равно

$$H = a_2 i, \quad (4)$$

где a_2 — величина перемещения рычага привода под действием валика рычага ручного привода на плече m с учетом величин Δr и δ ;

i — передаточное отношение.

При этом

$$a_2 = a - \Delta r - \delta, \quad (5)$$

где a — максимально возможное перемещение рычага привода от валика рычага ручного привода на плече m при радиусе R ;

Δr — величина, зависящая от радиуса закругления валика ручного привода r (принимается равной $\sim \frac{r}{2}$);

δ — зазор между поверхностями валика рычага ручного привода и рычага привода в исходном положении (принимается конструктивно).

Передаточное отношение

$$i = \frac{n}{m - c}, \quad (6)$$

где n — размер от оси рычага привода до оси тяги диафрагмы (принимается конструктивно);

m — размер от оси рычага привода до оси валика рычага ручного привода (принимается конструктивно);

c — величина, характеризующая удаление точки контакта валика рычага ручного привода от его оси.

Подставляя значения a_2 и i в формулу (4), окончательно получим

$$H = (R \sin \alpha - \delta - \Delta r) \frac{n}{m - R \cos \alpha}. \quad (7)$$

У большинства конструкций бензонасосов n больше $m - R \sin \alpha$ примерно в 2—2,5 раза. Поэтому даже самое небольшое завышение δ и Δr влечет за собой существенное уменьшение величины хода и вытяжки диафрагмы от механизма ручной подкачки H .

Вопросы, посвященные изучению стабильности давления нулевой подачи бензонасосов, в зарубежной литературе встречаются очень редко. Наиболее полное исследование в этой области проведено в Японии технологическим факультетом университета Тиба [3], где изучался механизм создания давления нулевой подачи в насосе и исследовалось влияние натяжения диафрагмы при сборке насоса на стабильность этого давления.

В результате этих исследований было установлено, что растягивающее напряжение диафрагмы, зависящее от ее монтажной вытяжки, в большей степени влияет на стабильность давления нулевой подачи.

Результаты исследований влияния монтажной вытяжки диафрагмы на параметры насоса, проведенных в ЦНИТА, показаны на рис. 3. Исследования проводились на одном и том же насосе. Вытяжка диафрагмы менялась через 0,5 мм в диапазоне $+3,5 \div -3$ мм, т. е. в пределах возможных перемещений диафрагмы соответственно вверх и вниз от плоскости разреза насоса, и измерялась при помощи специального кондуктора. Как видно из графика, уменьшение монтажной вытяжки диафрагмы, независимо от того, в какую сторону от плоскости разреза насоса она осуществлена, вызывает рост давления нулевой подачи. Максимальная величина давления нулевой подачи получается в том случае, когда бензонасос собран без монтажной вытяжки диафрагмы, т. е. когда диафрагма находится в плоскости разреза насоса. При незначительной монтажной вытяжке ($-1 \div +1,5$ мм) величина давления нулевой подачи остается близкой к максимальной. Во время работы бензона-

соса с такой монтажной вытяжкой диафрагмы в двигателе будет происходить переполнение поплавковой камеры карбюратора и двигатель не сможет работать.

Как видно из рис. 3, дальнейшее увеличение монтажной вытяжки диафрагмы ведет к резкому снижению давления. Асимметричность левой и правой частей графика объясняется разными размерами наружного диаметра верхней и нижней фасонных шайб, по которым происходит натяжение диафрагмы.

Увеличение давления нулевой подачи за счет уменьшения монтажной вытяжки диафрагмы практически не дает ощутимого повышения производительности насоса. Так, например, при уменьшении монтажной вытяжки диафрагмы с 3,0 до 1,0 мм давление нулевой подачи увеличивается в среднем на 80%, а производительность возрастает в среднем всего на 7%.

Эксплуатация бензонасоса с малой монтажной вытяжкой приводит к интенсивному изнашиванию диафрагмы. Интенсивный износ происходит вследствие того, что такт всасывания обеспечивается механически от рычага привода. При этом диа-

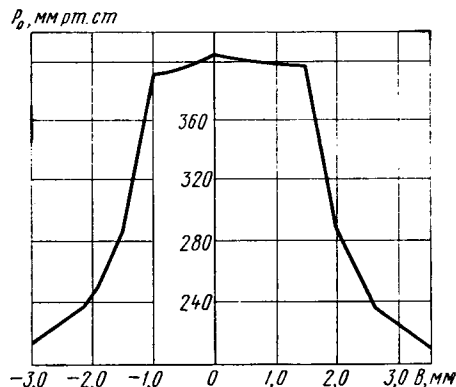


Рис. 3. Влияние величины монтажной вытяжки и диафрагмы B на давление нулевой подачи p_0

фрагма перемещается вниз от плоскости разреза за счет растяжения частиц материала. Такое же явление происходит при использовании ручного привода.

Отклонение присоединительных размеров на двигателе также обуславливает нарушение стабильности давления нулевой подачи бензонасоса. Конструкция насоса, имеющая промежуточную деталь привода — толкатель, предъявляет особо жесткие требования к соблюдению правильности принятой величины выхода толкателя из блока двигателя с учетом имеющихся теплоизолирующих и уплотнительных проставок и прокладок. Для моделей насосов с рычагом привода, непосредственно контактирующим с эксцентриком распределительного вала, т. е. не имеющих промежуточной детали — толкателя, такое отклонение монтажных условий на двигателе оказывает влияние в меньшей степени.

Зарубежные модели насосов с приводом при помощи толкателя [4] монтируются в двигателе после тщательной регулировки величины выхода толкателя, для чего предусматриваются 3—5 прокладок различной толщины. Иногда применяются сменные толкатели. Так, например, для автомобиля Ситроен DS21 выпускались в продажу сменные толкатели трех различных по длине размеров: 48,06; 48,57 и 49,08 мм.

На двигателе «Москвич-412» минимальный выход толкателя из блока двигателя, соответствующий верхнему положению диафрагмы бензонасоса, принят $1 \pm 0,2$ мм. При выходе толкателя на величину, меньшую 0,8 мм, давление нулевой подачи насоса будет снижаться. Кроме того, насос будет работать со стуком, так как постоянный контакт деталей привода (эксцентрик—толкатель—рычаг привода) будет нарушен, что может привести к интенсивному износу указанных деталей.

При выходе толкателя больше чем на 1,2 мм нарушится оптимальная ориентация диафрагмы относительно плоскости разреза бензонасоса, т. е. величина хода диафрагмы вверх. Такое изменение ориентации диафрагмы относительно плоскости разреза насоса, как было рассмотрено выше, приведет к дополнительной деформации центральной пружины. Это будет способствовать значительному повышению давления нулевой подачи насоса, величина которого может выходить за допустимые пределы ($0,3—0,37$ кгс/см²), принятые для бензонасоса.

На рис. 4 показана зависимость давления нулевой подачи двух 1 и 2 бензонасосов Б7 от величины выхода толкателя. Бензонасосы были отрегулированы так, что у первого давление

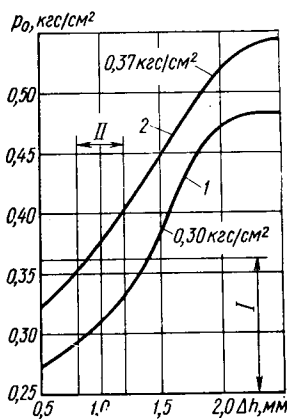


Рис. 4. Влияние минимального выхода толкателя Δh на давление нулевой подачи насоса p_0 : I — диапазон давления по ТУ; II — допустимые пределы давления

нулевой подачи составляло 0,3 кг/см², а у второго — 0,37 кг/см², т. е. величины давлений соответствовали нижнему и верхнему пределам, принятым для данного типа насоса.

Уменьшение выхода толкателя на 0,5 мм от номинальной величины способствует уменьшению давления нулевой подачи. Увеличение выхода толкателя на 0,5 мм способствует росту давления нулевой подачи в среднем на 0,07 кг/см². В этом случае давление нулевой подачи бензонасоса, у которого исходное давление соответствовало нижнему пределу, увеличивается до 0,38 кг/см², что несколько превышает давление, соответствующее его верхнему пределу. Давление нулевой подачи второго бензонасоса увеличивается почти до 0,45 кг/см², что превышает верхний предел уже на 0,08 кг/см². В случае увеличения выхода толкателя на 1,0 мм давление нулевой подачи бензонасосов поднимается в среднем на 0,155 кг/см², т. е. почти на 34%. Из графика следует, что бензонасос, у которого центральная пружина обеспечивает давление нулевой подачи 0,37 кг/см², т. е. соответствует его верхнему пределу, при монтаже в двигатель, имеющий отклонение величины выхода толкателя, будет создавать давление нулевой подачи 0,5 кг/см² и выше, что вызовет переполнение поплавковой камеры карбюратора. Чтобы избежать этого, во время монтажа бензонасосов с приводом при помощи толкателя необходимо обязательно регулировать величину выхода толкателя с точным соблюдением ее допустимых значений.

На некоторых автомобилях в картере двигателя в зависимости от применяемой системы его вентиляции образуются разрежения, а в отдельных случаях, особенно в герметизированных двигателях, предназначенных для специальных целей, — избыточное давление [5].

На стабильность давления нулевой подачи бензонасоса влияют как разрежение, так и избыточное давление в картере двигателя. В ЦНИТА исследовалось влияние избыточного давления в картере двигателя на давление нулевой подачи бензонасоса (рис. 5). Для этой цели в картере двигателя ГАЗ-21 искусственно повышалось давление. Объектами исследований были два бензонасоса 1 и 2, у которых величина давления нулевой подачи регулировалась по нижнему и по верхнему пределам принятого диапазона давления для данного типа насоса. Эксперименты проводились при 600 и 2000 оборотах в минуту распределительного вала двигателя.

Увеличение давления в картере двигателя до 0,05 кгс/см² способствует росту давления нулевой подачи первого бензонасоса в среднем на 25% и второго — на 16%. При давлении в картере 0,1 кгс/см² давление нулевой подачи первого насоса увеличивается на 50% (0,3 кгс/см²), что является уже верхним пределом принятого диапазона, а давление нулевой пода-

чи второго бензонасоса увеличивается на 28%, т. е. превышает верхний предел почти на 0,1 кгс/см². Увеличение давления в картере до 0,2 кгс/см² способствует дальнейшему росту давления нулевой подачи, в результате чего первый насос развивает давление, превышающее верхний предел почти на 0,1 кгс/см², а второй — на 0,2 кгс/см². Давление в картере двигателя повышается до 0,4 кгс/см², при этом давление нулевой подачи первого насоса поднимается почти до 0,55 кгс/см², а второго — до 0,7 кгс/см², что превышает верхний предел соответственно на 80 и 130%.

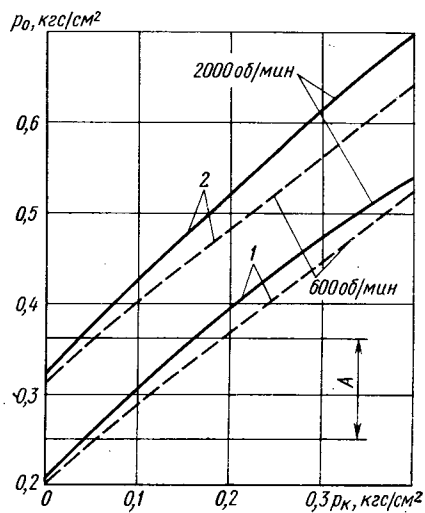


Рис. 5. Влияние давления p_k в картере на давление нулевой подачи p_0 насоса (A — диапазон давления по ТУ)

Таким образом, рассматривая основные закономерности, показывающие влияние некоторых элементов конструкции бензонасоса, а также факторов, зависящих от двигателя, на стабильность величины давления нулевой подачи, можно понять причины завышения или понижения этой величины относительно принятого диапазона по техническим условиям. Изучение указанных явлений как при изготовлении, так и при эксплуатации бензонасосов, будет способствовать своевременному принятию мер, направленных на повышение стабильности давления нулевой подачи и соответственно улучшению работоспособности бензонасоса, а также топливной системы в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калугин К. П. Повышение надежности работы автомобильного бензонасоса при высоких температурах окружающего воздуха. Труды ЦНИТА. Вып. 26, 1965.
2. Маркеев В. В. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 3.
3. Toshitaka Chiuna. — «ISAE Transactions» (Report II), 1961, № 8, Band 3.
4. Revue technique automobile, 1967, № 257 и 1966, № 244.
5. Ананьев И. Г. Вентиляция картеров двигателей внутреннего сгорания, ЦНИТИМАШ, М., 1961.

УДК 621.43.233.137

Прибор для контроля соосности постелей под вкладыши коленчатого вала

И. Ф. ЧИРКОВ

Ярославский моторный завод

Для повышения прочности коленчатых валов, кроме известных мероприятий, большое значение имеет соосность расположенных в блоке цилиндров постелей под вкладыши коленчатого вала.

Современное оборудование для обработки блоков позволяет получать при правильных режимах обработки высокие точности, в том числе и при обработке поверхностей постелей под

коленчатый вал. Однако для стабильного поддержания этой точности необходим повседневный контроль указанного параметра, так как в производстве периодически возникают факторы, отрицательно влияющие на нормальную работу оборудования. Особенно большое значение имеет контроль этого параметра на ремонтных предприятиях, где оборудование подвергается частым переналадкам.

В настоящее время проверка соосности отверстий чаще всего осуществляется скалкой, представляющей собой цилиндр диаметром, несколько меньшим диаметров проверяемых отверстий.

При контроле соосности скалка должна пройти через все или несколько отверстий. Считается, что если она проходит сквозь все подлежащие контролю отверстия, то соосность их отвечает необходимым требованиям. Однако это не всегда так.

Если учитывать допуски на диаметры как отверстий, так и скалки, то при этом способе контроля могут наблюдаться случаи, когда будут забракованы годные детали (диаметры отверстий выполнены по минимуму, а диаметр скалки максимальный) или пропущены негодные (диаметры отверстий выполнены по максимуму, а диаметр скалки минимальный). Погрешности при измерениях возможны также из-за недостаточной жесткости скалки или контролируемой детали, когда скалку можно вставить с усилием в отверстия, расположенные несоосно. Кроме того, этим способом нельзя определить ни величину, ни направление смещения отверстий, что необходимо для выяснения причин возникновения несоосности.

На Ярославском моторном заводе для контроля соосности постелей под вкладыши коленчатого вала в блоках цилиндров двигателей ЯМЗ-236 в экспериментальном цехе разработан прибор, работающий по принципу проверки соосности промежуточных отверстий с базировкой на крайние. Прибор при простоте конструкции обеспечивает высокую точность и стабильность измерений. Вес прибора 6 кг. Управлять этим прибором может один человек. На проверку одного блока опытный контролер затрачивает 3—5 мин.

Основной прибор является каркас (см. рисунок), состоящий из трех соединенных между собой пластин 1, расположенных под углом 120° относительно друг друга и дополнительно скрепленных дужками 2 для жесткости.

На каждом конце каркаса прикреплено по три опоры 3 и 4 с роликами 5. Две из них соединены с каркасом неподвижно, а третья, благодаря шарнирному соединению, может перемещаться в радиальном направлении (условно полоса повернута до 180°).

Подвижные опоры имеют скосы 6, которыми они с помощью пружин 7 поджаты к регулировочным втулкам 8, вращающимся на резьбе. Расстояние между опорами по длине прибора равно размеру между крайними постелями в проверяемой детали.

На одной из пластин каркаса укреплены Г-образные рычаги 9, количество которых соответствует числу контролируемых поверхностей.

Рабочие (наружные) концы рычагов в процессе работы скользят по контролируемым поверхностям, а противоположные концы упираются в подпружиненные штанги 10 и 11, ко-

торые передают на индикатор колебания рычагов при обкатывании постелей.

Для определения величины перемещения штанг с пружинами 12, а следовательно, и концов рычагов при изменении расстояния контролируемого участка поверхности от общей оси крайних постелей в существующем приборе используется индикатор типа Глиссон 13, который прикрепляется таким образом, что его измерительный наконечник может контактировать с торцом любой из штанг. Для продольной фиксации положения прибора в блоке цилиндров служит упор 14.

Для работы с прибором блок цилиндров устанавливают либо в рабочее положение, либо в положение, когда крышки опор коленчатого вала находятся сверху.

При установке блока в рабочее положение он должен опираться на продольные боковые стенки, но ни в коем случае не на крышки опор коленчатого вала во избежание их деформации.

Затяжку болтов крепления этих крышек осуществляют с крутящим моментом 30—32 кгс·м, с которым болты были затянуты при обработке постелей. Во время перетяжки или недотяжки болтов поверхности постелей могут исказиться и результаты измерений окажутся неверными.

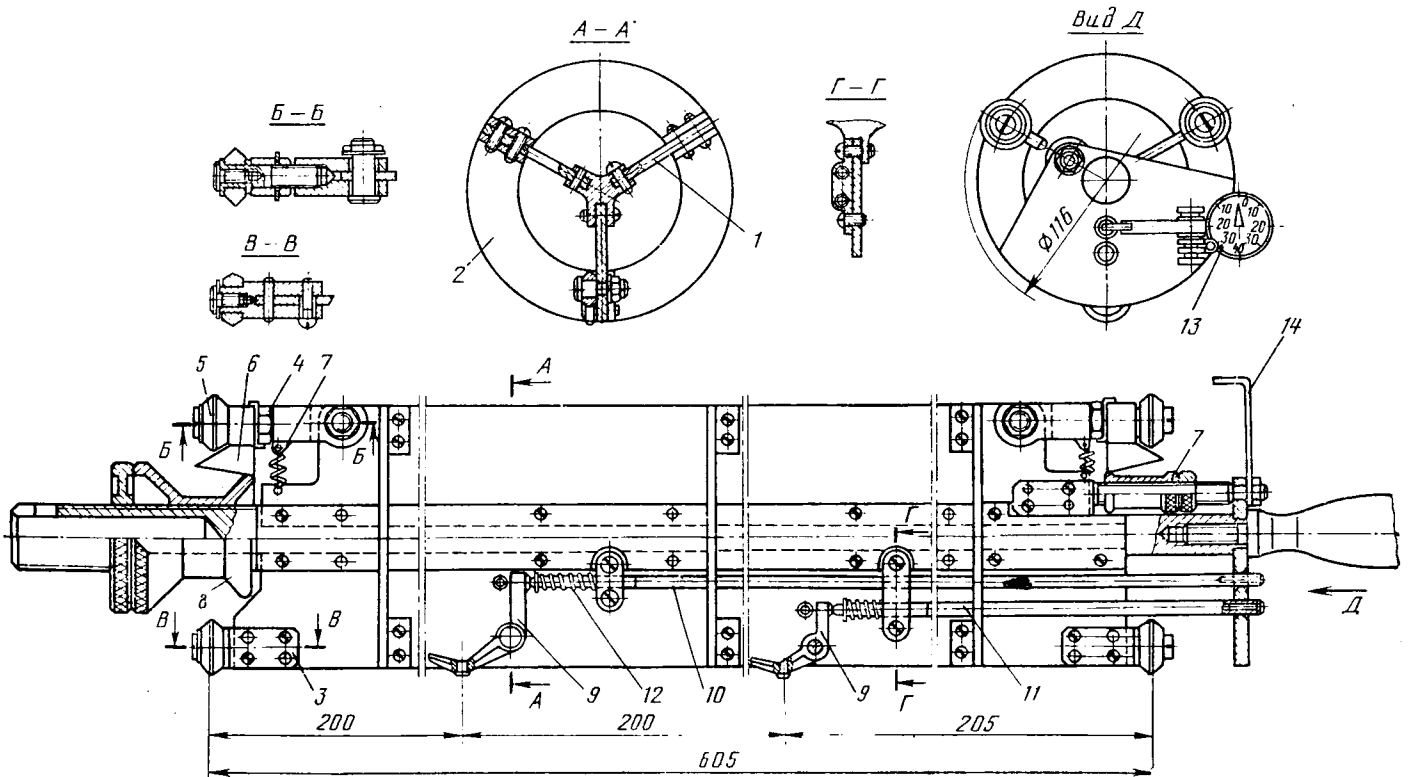
При подготовке прибора к работе необходимо: переместить вращением регулировочных втулок подвижные опоры в положение, наиболее близкое к оси прибора; укрепить на свое место индикатор; установить измерительный наконечник индикатора на торец штанги, связанной с рычагом для второй постели, считая от переднего конца.

После этого прибор осторожно вводят в блок цилиндров концом, на котором нет индикатора, до касания упора прибора в передний торец блока.

Затем подвижные опоры поджимают к поверхностям постелей путем вращения обоих регулировочных втулок до полного выгорания зазоров, но без перетяжки. Прибор должен вращаться в постелях легко с небольшим усилием от руки. Перед началом измерений прибор устанавливается в положение Г-образными рычагами вверх (когда блок находится в рабочем положении) или вниз (когда блок установлен наоборот).

После проверки положения индикатора его стрелку устанавливают на нуль. Контролер должен ориентироваться, в какую сторону отклоняется стрелка индикатора при утопении штанги. Отклонение в эту сторону должно в дальнейшем записываться со знаком плюс, так как соответствует смещению контролируемого участка поверхности в сторону удаления от оси отверстия. Отклонение от нуля в обратную сторону записывается со знаком минус.

Для осуществления измерений прибор плавно поворачивают, взявшись за пластины каркаса рукой, по часовой стрелке и следят за показаниями индикатора, записывая их через каждые 45°.



После полного оборота стрелка индикатора должна вернуться на нулевое деление. Если этого не произойдет, значит, установка индикатора сбилась и измерение надо повторить, поставив стрелку снова на нуль. Проверив одну постель, передвигают измерительный наконечник индикатора на торец второй штанги и точно таким же образом контролируют биение третьей постели.

По окончании измерений надо ослабить регулировочные гвтулки, чтобы подвижные опоры отошли от поверхностей постелей, и вынуть прибор из блока.

Для определения величины биения той или иной постели до-

статочно найти максимальную разность показаний индикатора на диаметрально противоположных участках постели. Эта разность и будет равна величине биения контролируемой постели относительно общей оси крайних постелей.

Направлению смещения оси постели соответствует угол направления измерения с наибольшими положительными значениями показаний индикатора.

Оперативный контроль соосности постелей коленчатого вала в блоке цилиндров двигателя позволяет своевременно обнаружить отклонение от соосности и принять меры для устранения этого дефекта.

УДК 621.43.044:629.113

Тепловой расчет автомобильных генераторов переменного тока

В. Ф. АЛЕКСЕЕВ, В. И. ВАСИЛЕВСКИЙ, С. М. ВОРОНИН, А. А. ПЧЕЛИКЦЕВ

Куйбышевский завод автотракторного электрооборудования

В ПОСЛЕДНЕЕ время на автомобилях в качестве источника питания системы электрооборудования используется генератор переменного тока с встроенным выпрямителем.

Наиболее тяжелым (по нагреванию обмоток) режимом генератора по токоскоростной характеристике является такой режим, когда каждому значению оборотов ротора генератора соответствует максимально возможная величина тока отдачи.

На рис. 1 показано среднее превышение температуры обмоток генератора τ в зависимости от нагрузочного тока. Максимальное значение τ получается при 0,7—0,8 I_{\max} по токосъемной характеристике.

Постоянная времени нагрева в этом режиме не превышает 3—5 мин, поэтому достижение установившихся температур является не теоретическим, а действительно реальным фактом.

Расчет повышений температур различных частей узлов генератора в этом режиме еще в стадии проектирования представляет значительный интерес с точки зрения последующей надежной работы генератора.

Изложим методику теплового расчета автомобильных генераторов переменного тока мощностью до 1000 Вт на основе эквивалентных схем замещения, решаемых по законам электрических цепей. Основные упрощающие допущения, используемые в расчете, следующие:

1. Элементы с распределенными параметрами заменяются эквивалентными им элементами, у которых потери сосредоточены на фиксированных поверхностях [1].

2. Трехмерное течение потоков есть результат взаимодействия трех одномерных потоков, каждый из которых испытывает сопротивление по соответствующей оси.

3. Тепловые системы: статор, ротор, блок, скользящий контакт и шарикоподшипники рассматриваются как независимые тепловые системы, так как взаимосвязь между ними осуществляется через воздух или через элементы с высоким тепловым сопротивлением. Потери в шарикоподшипниках можно пренебречь вследствие их малой величины при тех скоростях вращения, которые характеризуются наибольшими нагревами и при которых проводится данный расчет.

Рассмотреть в совокупности все эти системы довольно сложно, так как взаимосвязь происходит через параметры, которые почти невозможно учесть. При этом мера этого взаимовлияния вряд ли соизмерима с достижимой точностью расчета при имеющейся неопределенности входных данных. Расчет тепловых систем, как независимых друг от друга, значительно упрощает задачу.

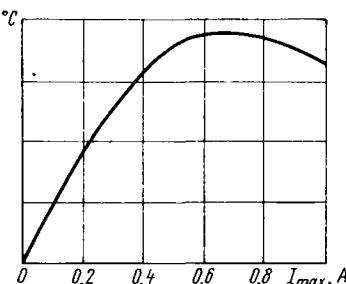


Рис. 1

4. Учет подогрева воздуха ведется в середине активной части генератора и на выходе из нее. В середине величина подогрева воздуха берется равной половине ее значения, на выходе — целой его величине.

В соответствии с этими допущениями на рис. 2, а изображена развернутая эквивалентная схема статора автомобильного генератора.

При составлении схемы приняты следующие обозначения:

$P_{м.л}$ — потери в меди в пазах обмотки в Вт; $P_{м.л}$ — потери в меди в лобовой части обмотки в Вт; P_c — потери в стали в Вт; $r_{\alpha 1}$; $r_{\alpha 5}$ — тепловые сопротивления конвекции лобовых частей обмотки в град/Вт; $r_{\alpha 6}$ — тепловое сопротивление конвекции пазовой части обмотки в град/Вт; $r_{\lambda 3}$; $r_{\lambda 4}$ — тепловые сопротивления теплопроводности медных проводников в град/Вт; $r_{\lambda 2}$; $r_{\lambda 7}$ — тепловые сопротивления теплопроводности пазовой изоляции в град/Вт; $r_{\lambda 7}$; $r_{\lambda 8}$; $r_{\lambda 9}$; $r_{\lambda 10}$ — тепловые сопротивления теплопроводности стали вдоль и поперек листов в град/Вт; $r_{\alpha 7}$; $r_{\alpha 8}$; $r_{\alpha 9}$ — тепловые сопротивления конвекции наружных поверхностей железа статора в град/Вт; $r_{\lambda 9}$; $r_{\lambda 9}$; $r_{\lambda 9}$ — тепловые сопротивления теплопроводности алюминиевой крышки со стороны привода в град/Вт; $r_{\alpha 9}$; $r_{\alpha 9}$; $r_{\alpha 9}$ — тепловые сопротивления конвекции крышки со стороны привода в град/Вт; $r_{\lambda 10}$; $r_{\lambda 10}$; $r_{\lambda 10}$ — тепловые сопротивления теплопроводности алюминиевой крышки со стороны контактных колец в град/Вт; $r_{\alpha 10}$; $r_{\alpha 10}$; $r_{\alpha 10}$ — тепловые сопротивления конвекции со стороны кон-

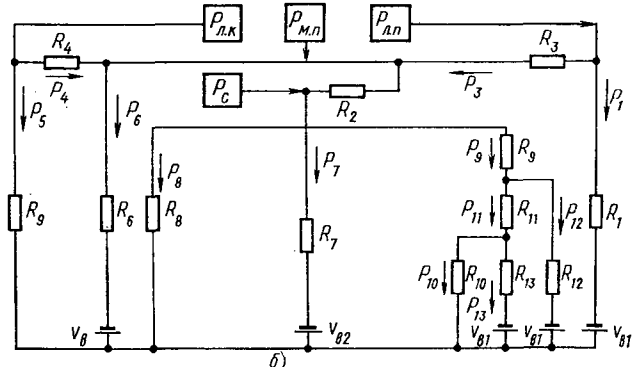
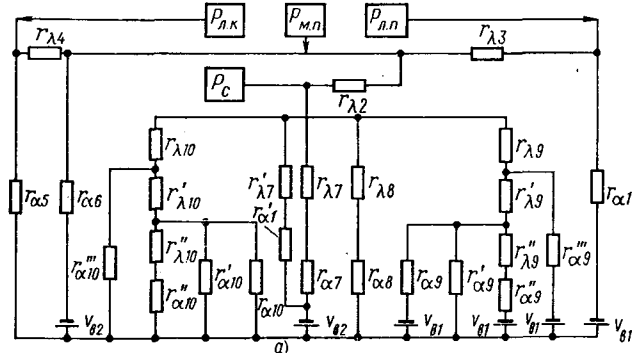


Рис. 2

Автомобильная промышленность № 4, 1973 г.

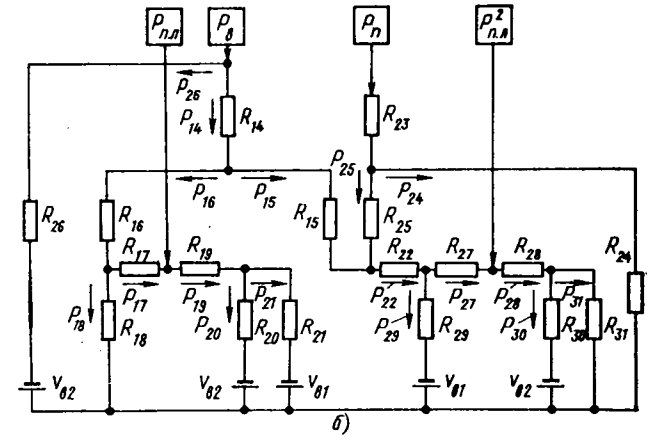
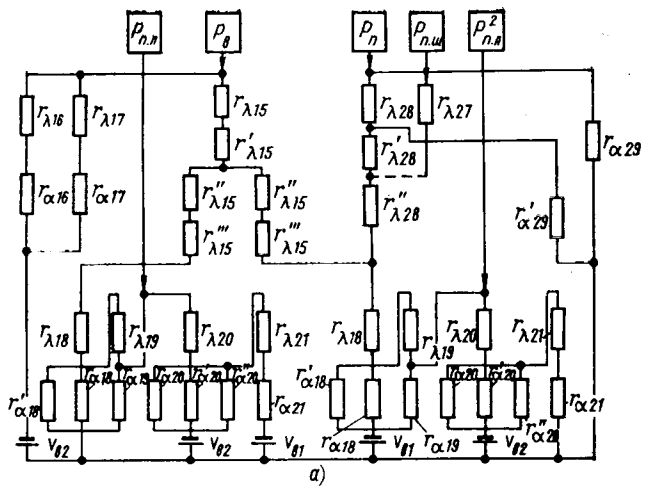


Рис. 3

тактных колец в град/Вт; v_v ; $v_{в2} = \frac{v_{в1}}{2}$ — величина подогрева воздуха на выходе из генератора в град.

Проведя элементарные преобразования, получим приведенную эквивалентную схему замещения, которая изображена на рис. 2, б. Для этой схемы число уравнений, составленных по законам электрических цепей, будет равно 14.

На рис. 3, а приведена развернутая тепловая схема замещения ротора генератора, при составлении которой приняты следующие обозначения: P_v — потери в обмотке возбуждения в Вт; $P'_{п.п}$, $P''_{п.п}$ — пульсационные потери на поверхностях левой и правой половины ротора в Вт; P_p — потери в ременной передаче в Вт; $r_{\lambda 15}$; $r'_{\lambda 15}$; $r_{\lambda 16}$; $r_{\lambda 17}$ — тепловые сопротивления теплопроводности межслойной и наружной изоляции обмотки в град/Вт; $r'_{\lambda 15}$; $r_{\lambda 18}$; $r_{\lambda 18}$; $r_{\lambda 19}$; $r_{\lambda 20}$; $r_{\lambda 21}$ — тепловые сопротивления теплопроводности стали различных участков одной из половин ротора в град/Вт; $r_{\alpha 16}$; $r_{\alpha 17}$ — теп-

ловые сопротивления конвекции наружных поверхностей обмотки в град/Вт; $r_{\alpha 18}$; $r'_{\alpha 18}$; $r_{\alpha 19}$; $r_{\alpha 20}$; $r'_{\alpha 20}$; $r_{\alpha 20}$; $r_{\alpha 21}$ — тепловые сопротивления конвекций различных поверхностей одной из половин ротора в град/Вт; $r'_{\lambda 15}$ — тепловое сопротивление теплопроводности воздушного промежутка.

Приведенная схема замещения ротора изображена на рис. 3, б. Для этой схемы число уравнений будет равно 19.

Тепловые сопротивления теплопроводности определялись по общеизвестной формуле:

$$r_{\lambda} = \frac{\Delta l}{\lambda S},$$

где Δl — длина участка в см;
 S — сечение участка в см²;
 λ — коэффициент теплопроводности.

Тепловые сопротивления конвекции определялись по формуле

$$r_{\alpha} = \frac{1}{\alpha S},$$

в которой величина α найдена с помощью безразмерных критериев подобия [2] и все случаи обдува поверхностей сведены к двум — это движение воздуха в каналах со стенками по извольной формы и движение воздуха вдоль стенки.

Во всех случаях движение воздуха рассматривалось как турбулентное.

Средние скорости определялись из опыта при помощи аэродинамической установки по расходам воздуха через интересные сечения воздушных трактов. Для вращающихся частей скорость обдува поверхностей определялась как сумма двух составляющих векторов скоростей — аксиальной и окружной.

Аналогично составляются уравнения и для ротора (рис. 3, б). После решения систем уравнений для статора и ротора на ЭВМ можно рассчитать температуры всех интересных частей генератора.

В качестве примера был рассчитан методом эквивалентных схем автомобильный генератор переменного тока типа Г250.

Деталь или узел генератора	Превышение температуры над окружающей средой в °С	
	расчетное	экспериментальное
Лобовые части обмотки со стороны контактных колец	77,5	65—81
Лобовые части обмотки со стороны привода	77,8	65—82
Пазовая часть обмотки	76,1	65—85
Пазовая изоляция	54,1	
Наружная часть пакета железа статора	41,8	37—42
Середина крышки со стороны контактных колец	28	25—29
Середина крышки со стороны привода	36	35—38
Обмотка возбуждений	87,4	70—91

В таблице приведены расчетные и экспериментальные данные превышений температур отдельных узлов и элементов генератора. Экспериментальные данные получены по десяти генераторам Г250 для режима испытаний при параметрах, аналогичных расчетным.

УДК 629.113.012.3

К вопросу создания конструкций колес для бескамерных шин регулируемого давления

Г. В. САВЕЛЬЕВ

ЦКТБ колесного производства

ОДНИМ из основных этапов проектных разработок при создании конструкций бескамерных шин является правильный выбор размеров, определяющих параметры взаимодействия ее с ободом, так как посадка шины должна быть герметичной.

Зарубежный опыт по созданию бескамерных колесных движителей для грузовых автомобилей позволяет выделить два основных типа уплотнений шины на ободе.

По первому типу, наиболее распространенному в США, уплотнение бескамерных шин на герметичных ободьях обеспечивается плотной посадкой бортов на 15°-ные конические полки неразъемного глубокого обода (рис. 1). Плотная, герметичная посадка бортов шины достигается за счет натяга, создаваемого между посадочными поверхностями обода и основаниями бортов шины. Невысокие бортовые закраины обода способ-

ствуют герметизации шины только при значительных величинах внутренних давлений воздуха и практически не создают дополнительного уплотнения при действии минимально допустимых значений, характерных для шин регулируемого давления [1].

Герметизация бескамерных шин на разборных ободах, имеющих 5°-ные конические полки (рис. 2), достигается применением дополнительных уплотняющих деталей, устанавливаемых в местах разъема обода. Это — второе принципиальное конструктивное решение при создании бескамерных колесных движителей грузовых автомобилей.

Достоинством колес первого типа является простота конструкции и отсутствие дополнительных уплотняющих деталей, что позволяет выполнять установку шин неограниченное количество раз без замены легко повреждаемых при этом уплотнителей.

Глубокие ободья с 15°-ными коническими полками выполняются, как правило, с увеличенным на 2,5 дюйма посадочным диаметром. Это приводит к потере взаимозаменяемости бескамерных и камерных шин и является одним из существенных недостатков колес данного типа. Кроме того, неразборная конструкция обода в сочетании со значительным натягом, создаваемым при посадке бортов шин на 15°-ные конические полки, затрудняет выполнение монтажно-демонтажных работ. Монтаж и демонтаж шины возможен только специальным инструментом и приспособлениями.

Основным недостатком колес с глубокими ободьями в рассматриваемом случае является невозможность использования их для шин с регулируемым внутренним давлением воздуха. Завышенный угол наклона посадочных поверхностей не обеспечивает требуемого закрепления бортов шины, которое в основном оценивается сплоскиванием бортов полок обода при минимальных значениях внутреннего давления воздуха (0,5—0,7 кгс/см²) и одновременном воздействии на шину боковых сил и ударов.

Кроме отмеченных недостатков, в эксплуатации такая конструкция обода имеет характерную склонность к преждевременному выводу из строя шин из-за разрушения бортов в результате увеличенной их подвижности относительно невысокой бортовой закраины обода [2] при неправильном выборе параметров сопряжения шины с ободом.

Конструкции колес с разборными ободьями и 5°-ными коническими полками могут быть использованы для бескамерных шин регулируемого давления, так как при обеспечении соответствующих условий посадки можно достигнуть требуемой надежности закрепления бортов шины на обode [3]. Высокие бортовые закраины обода исключают преждевременный выход из строя шин по разрушениям бортовой части.

Однако и разборные ободья не всегда позволяют обеспечить полную взаимозаменяемость камерных и бескамерных шин. Для размещения уплотнительных деталей посадочные диаметры ободьев и бескамерных шин обычно увеличивают на один дюйм.

Герметизация разъема обода дополнительными резиновыми уплотнителями требует высокой точности изготовления разъемных деталей. В специализированном колесном производстве применяется для изготовления деталей колес горячекатаный профильный прокат, поэтому невозможно в достаточной мере обеспечить требуемые отклонения размеров. Значительная овальность, свойственная тонкостенным деталям большого диаметра, создает такие колебания зазора в разъемах деталей, которые не позволяют обеспечить нормальные условия для работы уплотнителя.

Как показали испытания опытных точеных колес 330—533 с бескамерными широкопрофильными шинами 1100×400×533, проведенные Центральным конструкторско-технологическим бюро колесного производства совместно с Уральским автозаводом, уплотнитель из-за механических повреждений выдерживает всего не более одного-трех снятий и установок шины, хотя точность изготовления опытных точеных ободьев выше, чем обычно изготавливаемых ободьев из горячекатаных профилей.

При дальнейшем развитии конструкций уплотнения бескамерных шин на специальных разъемных ободьях в Западной Европе за последнее время предложены различные варианты герметизации разъема [2], но все они основываются, как правило, на использовании отличающихся по форме резиновых уплотнителей, а поэтому не могут быть свободными от недостатков, отмеченных при рассмотрении конструкций второго типа.

Проведенный анализ позволяет определить основные требования, которые необходимо учитывать при разработке конструкций герметичных ободьев и бескамерных шин с регулируемым давлением:

1) конструкции герметичного обода и бескамерной шины должны быть по посадочным размерам полностью взаимоза-

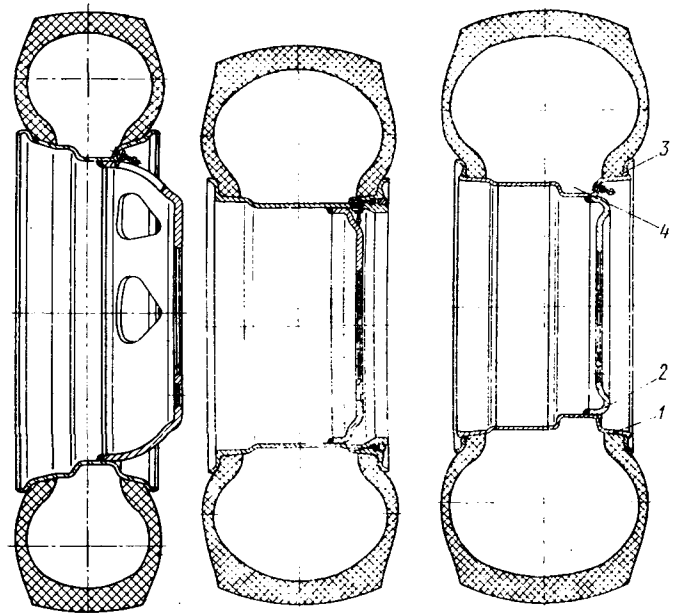


Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

меняемы с камерным вариантом соответствующего типоразмера;

2) бескамерные шины должны обеспечивать герметичное соединение с ободом по соприкасающимся поверхностям на протяжении всего срока службы;

3) конструкция обода должна быть простой и обеспечивать надежную герметизацию шины без применения дополнительных уплотняющих деталей;

4) герметичный обод должен позволять при необходимости устанавливать в бескамерную шину камеру не оригинальной конструкции, а от соответствующей размерности камерной шины;

5) конструкция обода не должна снижать пробега бескамерных шин;

6) технологичность производства герметичных ободьев не должна существенно отличаться от известных процессов изготовления ободьев для камерных шин;

7) первоначальная герметизация при накачивании шины воздухом должна быть простой и обеспечиваться только за счет конструктивных особенностей шины и обода без применения специальных стяжек и приспособлений. Это условие должно обеспечиваться на протяжении всего срока службы шины и обода;

8) обслуживание колес в эксплуатации должно быть удобным и не требовать значительных затрат физических усилий водителей;

9) соединение шины с ободом должно быть герметичным при эксплуатации автомобилей с минимальным внутренним давлением воздуха в шине (0,5—0,7 кгс/см²) в труднопроходимых дорожных условиях.

Эти требования были приняты за основу при выполнении работ по созданию универсальной конструкции обода 350×533 для бескамерной широкопрофильной шины 1200×430×533 с регулируемым внутренним давлением. Работа проводилась ЦКТБ колесного производства совместно с Омским шинным заводом и Уральским автозаводом.

Разработанная ЦКТБ колесного производства конструкция колеса 350×533 (рис. 3) состоит из полуглубокого основания обода 1, приваренного к нему штампованного диска 2 и двух съемных взаимозаменяемых бортовых колец 3.

Особенностью данной конструкции колеса является наличие неразборного герметичного полуглубокого основания обода со съемными бортовыми кольцами.

Такая конструкция обода предусматривает герметизацию шины на обode только за счет натяга по поверхности контакта основания борта с посадочной полкой обода. Дополнительные уплотняющие детали для герметизации шины обод не имеет. Для монтажа и демонтажа шины на обode выполнен неглубокий монтажный ручей 4. Сборка бортовых колец с основанием обода обеспечивается за счет двух специальных эллиптических вырезов по внутреннему диаметру кольца.

Бескамерные широкопрофильные шины 1200×430×533, разработанные Омским шинным заводом, имеют рисунок протектора повышенной проходимости и позволяют регулировать внутреннее давление воздуха.

Основные технические характеристики шин 1200×430×533 и колес 350×533 следующие:

Максимальная нагрузка в кгс	2500
Давление воздуха в шине в кгс/см ²	3,0—0,5
Посадочный диаметр шины в мм	530,5
Угол наклона основания борта в град ¹	8
Ширина борта шины в мм	40
Ширина обода в мм	350
Посадочный диаметр обода в мм	533±0,4
Угол наклона конической полки ¹ в град.	5

Испытания проводились на автомобилях Уральского автозавода. Всего испытано с приведенной схемой посадки бортов шины на конических полках обода восемь колес. Общий объем пробеговых испытаний составил 38—40 тыс. км.

В процессе проведенного комплекса лабораторно-стендовых и пробеговых испытаний установлено, что принятая схема герметизации соединения шины с ободом только за счет натяга по поверхности основания подошвы работоспособна и может быть принята за основу при создании конструкций бескамерных колесных движителей грузовых автомобилей.

Во время эксплуатации автомобилей со сниженным внутренним давлением воздуха в шинах по труднопроходимым дорогам в осенне-весеннюю распутицу отмечено попадание и налипание песка и грязи на поверхность борта шины и бортового кольца в зоне их взаимного контакта. Это объясняется недостаточными усилиями, прижимающими борта шины к краям при движении по бездорожью с внутренним давлением воздуха, равным 0,5—0,7 кгс/см², и одновременном действии на шину значительных боковых сил и ударов.

Следовательно, обеспечение надежной герметизации шин при малых значениях внутреннего давления воздуха возможно только созданием плотного соединения только по поверхности взаимного контакта оснований бортов шины с посадочными полками обода. Поверхности оснований бортовых краев в герметизации соединения шины с ободом в отмеченных условиях эксплуатации автомобиля практически не участвуют.

Все испытанные бескамерные шины имели неудовлетворительную герметичность при низких температурах в зимний период эксплуатации автомобилей. При температуре окружающего воздуха от —30°С и ниже в процессе безгаражного хранения из-за стеклования материала шин отмечалась незначительная утечка воздуха в зоне соединения шины с ободом. Утечка наблюдается только в первый период движения автомобиля после стоянки и продолжается до разогрева шины.

Высокие температуры тормозных барабанов при интенсивном режиме торможения автомобиля вызывают нагрев обода, который способствует осмолению и повышению истиранию бортовой ленты шины. В процессе испытаний, начиная с 12—15 тыс. км пробега, отмечается появление на посадочных полках обода наростов в виде смеси осмолившейся резины бортовых лент и краски, которой покрыты ободья. Интенсивность их появления различная как для шин одной партии, так и для партий, различная по срокам изготовления. Это также снижает надежность герметизации. После зачистки наростов герметичность соединения, как правило, восстанавливается.

Отмеченные стеклование и осмоление материала бортовой ленты шины подтверждают необходимость более тщательного подбора рецептур резины и технологических процессов при изготовлении бескамерных шин. Поэтому обеспечение нормальной работы бескамерных шин в различное время года и во всех климатических условиях страны является серьезной проблемой при создании и производстве бескамерных колесных движителей грузовых автомобилей.

Практически все опытные образцы шин 1200×430×533 имели дефекты на поверхностях бортов в виде недопрессовок, наплывов резины, раковин, отслоений резины от моноволокна, оголение моноволокна и т. д. Поверхностные дефекты бортов шин резко снижают надежность герметизации соединения шины с ободом и приводят к преждевременному выходу шин из строя. Разрушений шин 1200×430×533 по боковинам и расчленениям каркаса за период испытаний не отмечено.

Первоначальная герметизация внутренней полости шины при накачивании ее воздухом через вентиль типа УБ (ГОСТ 8107—64) с вывернутым золотником удовлетворительная на протяжении всего периода испытаний. Посадка бортов шины на полки обода происходит за счет возрастания внутреннего давления воздуха и не требует применения каких-либо специальных приемов и приспособлений.

Для улучшения процесса первоначальной герметизации целесообразно грузовые бескамерные шины выполнять с увеличенным раствором бортов против ширины обода на 10—15 мм и разработать специальную конструкцию вентиля с увеличенным проходным сечением, имеющим герметичное крепление к ободу.

¹ В процессе проведения этих работ проверялись и другие схемы посадки бортов шины, для чего изменялась форма посадочной поверхности обода и основания борта шины.

Выполнение монтажно-демонтажных работ возможно одним оператором с применением специального монтажного инструмента, состоящего из двух монтажных лопаток и одной монтажной скобы, которая облегчает заведение борта в монтажный ручей. На монтаж разпошенной шины в основном затрачивается 3—3,5 мин, а на демонтаж — 5—6 мин. Сборка новых шин несколько затруднена в связи с повышенной жесткостью боковин широкопрофильных шин, изготовленных с применением капронового корда. Повышение эластичности боковин будет способствовать облегчению монтажно-демонтажных работ и улучшению эксплуатационных характеристик колес.

В процессе испытаний замечено влияние фактических величин натягов, с которыми борта шин посажены на посадочные полки обода. Увеличенные значения натягов способствуют повышению надежности герметизации соединения шины с ободом, однако одновременно приводят и к более интенсивному разнашиванию (увеличению) посадочного диаметра шин. Процесс разнашивания шин зависит также от конструкции и физико-механических показателей материала резино-кордной композиции бортов. Поэтому узел соединения бескамерных шин с ободом требует особой осторожности при установлении геометрических размеров посадочных поверхностей шины и обода. Для правильного выбора рациональных схем соединения шины с ободом имеет большое значение фактическое исполнение посадочных размеров шин, которые в основном определяются точностью изготовления пресс-форм.

Как показали проведенные испытания, конструктивные и технологические особенности производства бескамерных шин являются основными моментами в процессе создания надежно работающих бескамерных колесных движителей грузовых автомобилей.

Конструктивные и производственные особенности создания герметичных ободьев заключаются в основном в обеспечении плотного герметичного поперечного сварного шва, более качественной его зачистки на посадочных полках. Посадочные поверхности обода должны быть гладкими, без задиоров, рисок и других механических повреждений. Это может быть достигнуто за счет повышения общей культуры производства и не требует особых производственных затрат.

Основным вопросом в производстве ободьев является создание прочного лакокрасочного покрытия. Существующие покрытия ободьев для камерных шин и технология их нанесения не могут удовлетворить эксплуатационным требованиям, предъявляемым к ободьям для бескамерных шин. Основные требования к покрытию ободьев:

- 1) эмалевая пленка должна выдерживать без разрушений удельные давления от бортов шин в пределах 50—70 кгс/см²;
- 2) долговременное воздействие на обод температуры от —60 до 120°С не должно приводить к повреждению покрытия;
- 3) при перемонтажах шин и длительном воздействии кислотных и щелочных сред покрытие не должно разрушаться;
- 4) поверхность обода, обращенная к шине, должна иметь ровный слой эмали без подтеков, наплывов и др.

Остальные требования к конструкции колес и технологии их производства в основном должны соответствовать требованиям, предъявляемым к колесам для камерных шин.

Повышение эксплуатационной надежности бескамерных колесных движителей и снижение трудозатрат на их обслуживание связано со своевременной разработкой, испытанием и одновременным промышленным освоением специальных аптчек для дорожного и гаражного ремонта грузовых бескамерных шин регулируемого давления.

На основании изложенного можно сделать вывод, что создание надежных конструкций бескамерных колесных движителей позволит значительно повысить эксплуатационные характеристики автомобилей в целом, однако эта работа связана с разрешением ряда важных технических и производственных вопросов как при изготовлении герметичных ободьев, так и бескамерных шин.

Обеспечение надежной герметизации посадки шины на обode и повышение работоспособности бортов шины при повышенных и низких температурах, являются основными направлениями при доработке конструкций бескамерных шин.

Для бескамерных шин регулируемого давления целесообразно применять герметические полуглубокие ободья, исключающие применение дополнительных уплотняющих деталей.

Схема и геометрические параметры посадки шины на обode должны выбираться в каждом конкретном случае в процессе проведения опытных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Надежин Г. В. — «Каучук и резина», 1960, № 3.
2. Кнороз В. И., Шелухин А. С. Труды НАМИ. Вып. 120. 1970.
3. Михайлов Г. А., Иванов В. Е. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 5.

Исследование на инерционном стенде разгонных качеств автомобилей с гидромеханической коробкой передач

Канд. техн. наук А. Н. НАРБУТ, канд. техн. наук Н. Н. НИКИТИН, А. Л. СЕРГЕЕВ, М. Н. ДЗЯДЫК, А. Ю. ПЫТКИН

Московский автомобильно-дорожный институт, Львовский политехнический институт, ГСКБ по автобусам

В НАСТОЯЩЕЕ время гидромеханические коробки передач широко применяются на автомобилях и, в частности, на городских автобусах, движение которых на маршруте сопровождается частыми остановками, разгонами и торможениями. Режимы разгона характерны не только для начала движения от остановки, но и для отдельных участков движения между остановками. Производительность, экономичность и долговечность автомобиля во многом зависят от его разгонных качеств, времени разгона до заданной скорости, ускорений и максимальных значений моментов на валах трансмиссии, темпа их нарастания и т. д.

Экспериментальные исследования проводились на универсальном инерционном стенде Львовского политехнического института [1] с использованием гидромеханической коробки передач ЛАЗ-НАМИ-035. В задачи исследований прежде всего входила экспериментальная проверка установленных ранее [2] особенностей процесса разгона автомобиля, влияющих на время разгона, на изменения моментов, угловых скоростей и ускорений на ведущем (насосном) и ведомом (турбинном) валах гидротрансформатора. Испытания проводились при значениях момента инерции, приведенного к валу турбины, $J_2=0,27; 0,74; 1,63; 3,61$ кгс·м·с². При $J_2=0,27$ в гидромеханической передаче была принудительно включена первая передача ($i_1=1,79$), при остальных значениях J_2 — вторая ($i_n=1,0$), что условно соответствовало значениям $J_2:J_1$ в начале каждого цикла (в конце цикла из-за уменьшения J_1 эти значения увеличивались в 1,5—2 раза), приблизительно равным 1; 3; 6; 13. Момент сопротивления на валу турбины, соответствовавший сопротивлению движения автомобиля, обеспечивался в основном электромашинной постоянной тока, причем ее момент имел следующие значения: $M_{2c}=0; 16; 32$ кгс·м, т. е. $M_{2c}:M_N$ были приблизительно равны 0; 0,5; 1,0.

Универсальный инерционный стенд включал в себя последовательно соединенные двигатель ЗИЛ-130, гидромеханическую передачу ЛАЗ-НАМИ-035, балансирующую электромашину постоянного тока с программирующим устройством, коробку передач ЗИЛ-130 со сцеплением, маховую массу [1]. Измерительная аппаратура включала в себя приборы, позволяющие измерять визуально и записывать результаты на ленту осциллографа (применялся осциллограф Н-700). При разгонных испытаниях записывались числа оборотов коленчатого вала двигателя $n_1=n_n$, выходного вала гидромеханической передачи n_2 , крутящий момент M_{2c} на статоре электромашин, положение α дроссельной заслонки, а для некоторых циклов еще и крутящий момент M_2 на выходном валу.

Для измерения скоростей вращения валов применялись двухфазные индукционные двигатели ТГ-3 переменного тока, работающие в генераторном режиме. Питание их осуществлялось от преобразователя ПАГ-1Ф. Крутящий момент M определяли как произведение силы на плечо, а силу измеряли с помощью проволочных тензодатчиков, наклеенных на тягу весовой головки ВКМ-57. Для усиления сигнала применен усилитель УТС-1. На карданном валу, соеди-

ненном с выходным валом коробки передач, были наклеены фольговые датчики для измерения момента M_2 и установлен ртутный токозъемник ТАП-70.

Из полученных осциллограмм с помощью тарировочных графиков через каждые $\Delta t=0,5$ с определяли ω_1 , ω_2 и M_{2c} в процессе разгона. Затем расчетом определяли угловые ускорения валов как $\dot{\omega} = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$.

По ω_1 и ω_2 подсчитывали $i=\omega_2:\omega_1$, с помощью которого по статической характеристике гидротрансформатора определяли коэффициент момента λ_1 и коэффициент трансформации K . Далее расчетом получали моменты на насосе $M_H = \lambda_1 \rho \omega_1^2 D^5$ и на турбине $M_T = K M_H$. Момент двигателя M_d определяли по статической характеристике для значений ω_1 , взятых из осциллограмм.

Процесс разгона осуществлялся следующим образом. У предварительно прогретого двигателя поддерживались минимально устойчивые начальные числа оборотов $n_{д.нач}=n_{д.х.х}=450\div 500$ об/мин. В гидромеханической коробке передач была включена передача, причем числа оборотов выходного вала не были равны нулю и составляли $n_{2нач}=70\div 370$ об/мин в зависимости от значений J_2 и M_{2c} . Затем резко открывалась дроссельная заслонка до $\alpha=100\%$.

Время открытия дроссельной заслонки не превышало 0,1 с. Крутящий момент двигателя при резком открытии дроссельной заслонки увеличивается [3 и 4] не мгновенно, а в течение нескольких десятых долей секунды. Поэтому и ускорение вала двигателя достигает максимального значения не мгновенно, как это принималось в расчетах [2]. Обычно запаздывание не превышало 0,5 с. Несмотря на это, а также на то, что процесс разгона из-за особенностей стенда начинался с некоторого значения $\omega_{2нач}\neq 0$, как и при $\omega_{2нач}=0$ [2], можно выделить три основных этапа разгона:

1. Изменение числа оборотов двигателя ω_d при неизменных числах оборотов ω_2 выходного вала гидромеханической передачи.
2. Изменение ω_d и ω_2 до условного выхода двигателя на внешнюю скоростную характеристику (неупорядоченный разгон).
3. Дальнейшее увеличение ω_d и ω_2 при $\omega_1 \approx \omega_2 i$ до выхода на установившийся режим (упорядоченный разгон).

Наименьшим по продолжительности был первый этап. С увеличением момента инерции J_2 время этого этапа возрастало

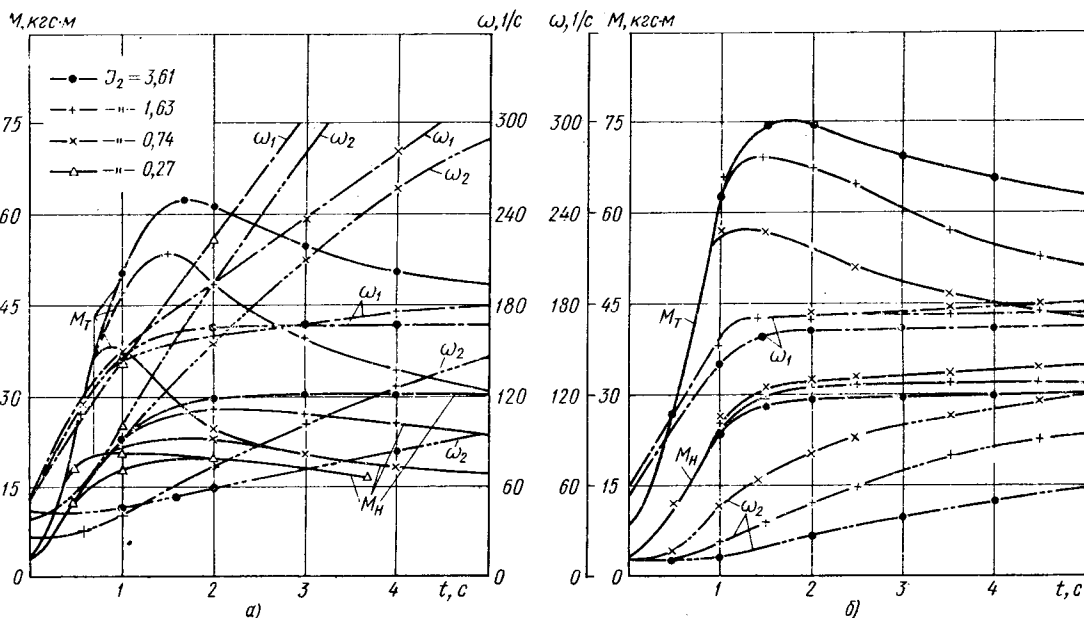


Рис. 1. Зависимость M_T и M_H , ω_1 и ω_2 от времени: а — при $M_{2c}=0$; б — при $M_{2c}=32$

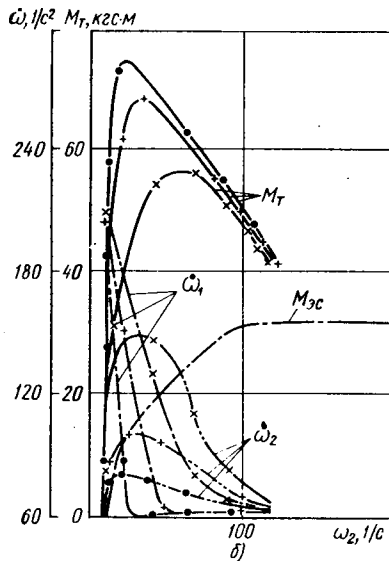
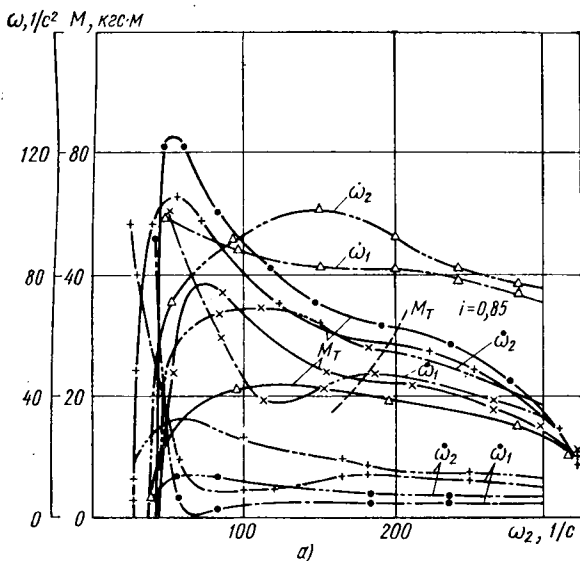


Рис. 2. Зависимость M_T ; ω_1 ; ω_2 от ω_2 :
а — при $M_{эс} = 0$; б — при $M_{эс} = 32$ (обозначения те же, что на рис. 1)

от 0,15 до 0,5с при $M_{эс} = 0$ и от 0,2 до 0,6с при $M_{эс} = 9,5$ кгс·м. Такая зависимость от J_2 и $M_{эс}$ определялась тем, что при малых J_2 начальные значения $\omega_{2нач}$ были больше, чем при больших J_2 , а значение $M_{эс}$ из-за особенностей характеристик электромашин были близки к нулю при относительно небольших ω_2 . По-видимому, сказывалось также отмеченное выше запаздывание в увеличении крутящего момента двигателя.

Для второго и третьего этапов результаты экспериментальных исследований обрабатывались с помощью уравнений

$$\begin{aligned} J_1 \dot{\omega}_1 &= M_d - M_H; \\ J_2 \dot{\omega}_2 &= M_H K - M_c. \end{aligned} \quad (1)$$

Приведенный момент инерции J_1 вала двигателя включал в себя момент инерции вращающихся частей вала двигателя и жестко соединенных с ним деталей $J_d = 0,09$ кгм·с², а также коэффициент σ учета изменения момента двигателя при разгоне, т. е. $J_1 = J_d + \sigma$. Величина J_1 для каждого режима определялась из первого уравнения системы (1) по статическим значениям M_d и M_H , соответствующим значениям ω_1 и ω_2 , взятым из осциллограмм. В начале разгона момент инерции J_1 достигал 0,25 кгс·м·с², но с увеличением ω_1 — уменьшался из-за уменьшения σ , причем в некоторых случаях более чем в 2 раза. Отличие динамических характеристик гидротрансформатора от статических за счет запаздывания в изменении скоростей потока не учитывалось, поскольку угловые ускорения валов ω_1 и ω_2 редко превышали 80—100 1/с².

В результате обработки осциллограмм были получены в зависимости от времени t графики ω_1 , ω_2 , M_H , M_T , $\dot{\omega}_1$, $\dot{\omega}_2$ для указанных выше значений момента инерции J_2 , а также для нескольких значений момента сопротивления M_c , который складывался из $M_{с.гмп}$ — момента потерь в гидромеханических передачах и в опорах стенда и $M_{эс}$ — момента сопротивления, создаваемого электромашинной. Часть графиков [для $M_{эс} = 0$ (а) и $M_{эс} = 32$ кгс·м (б)] в функции времени представлена на рис. 1.

Проведенные испытания показали, что время разгона вала двигателя до $\omega_1 \approx 170$ 1/с почти не зависит от приведенного момента инерции J_2 ведомой части (для $J_2 : J_1$ от 1 до 13) и момента сопротивления M_c (для $M_{эс}$ от 0 до 32 кгс·м). Вал двигателя разгоняется приблизительно за 1,5 с до 1600 об/мин, т. е. почти до так называемых оборотов трогания n_{10} (или ω_{10}), которые в данном случае были около 1700 об/мин. Эти испытания подтвердили допустимость использования упрощенной формулы [5]

$$t_{1,2} = 1,83 \frac{J_1 \omega_{10}}{M_{д \max}} \quad (2)$$

для определения времени первого и второго этапов разгона, если концом второго этапа считать условие $\omega_1 \approx \omega_{10}$.

Из рис. 1 следует, что темп изменения M_T и M_H , т. е. $\frac{dM_T}{dt}$ и $\frac{dM_H}{dt}$, в начале разгона не зависит от J_2 и M_c и может быть принят, как указывалось ранее [2], приблизительно постоянным. Максимальные значения крутящего момента M_T на валу турбины для $J_2 = 3,61; 1,63; 0,74; 0,27$ составили при $M_{эс} = 0$ соответственно 0,57; 0,48; 0,35; 0,19 от максималь-

ного статического значения, равного $M_{д \max} K_0$ (в наших экспериментах около 110 кгм), а при $M_{эс} = 32$ кгм соответственно 0,68; 0,63; 0,52; 0,44. Следует учесть, что максимумы момента соответствовали значительно меньшим $M_{эс}$ (рис. 2, б).

На рис. 2 приведены полученные по экспериментам зависимости M_T , а также угловых ускорений обоих валов от ω_2 . Изменение этих кривых соответствует расчетным значениям. Однако здесь не наблюдается излом кривых ω_1 и соответствующее этому излому протекание кривых на режиме перехода на гидромuftу $i = i_m$, как это было получено ранее [2], так как у реального гидротрансформатора функция $\lambda_1 = f(i)$, изменялась плавно и не имела излома на режиме $i = i_m$.

На рис. 3 приведены полученные по экспериментам зависимости M_d и M_H от ω_1 . Экспериментальные данные подтверждают положение об изменении M_H приблизительно по одной и той же параболе при любых встречаемых на практике значениях $J_2 : J_1$ для второго этапа. Это объясняется тем, что в зоне $0 < i < 0,6$ значения функции $\lambda_1 = f(i)$ изменяются незначительно, так как в этой зоне гидротрансформатор, подвергнутой испытаниям, имел незначительную прозрачность.

Полученные экспериментальные данные подтверждают, что крутящие моменты, идущие на разгон ведущей и ведомой частей системы с гидротрансформатором, на третьем этапе после выхода на режим гидромuftы находятся в соотношении, пропорциональном отношению моментов инерции этих частей. При этом ускорения обеих частей мало отличаются между собой, т. е. $\omega_1 \approx \omega_2$, причем i в процессе разгона продолжает увеличиваться. Условие $\omega_1 \approx \omega_2$ позволяет получить для этапа упорядоченного разгона (режимы гидромuftы) уравнение момента на валу насосного колеса

$$M_H = \frac{M_d + M_c \frac{J_1 i}{J_2 i}}{1 + K \frac{J_1 i}{J_2}} \quad (3)$$

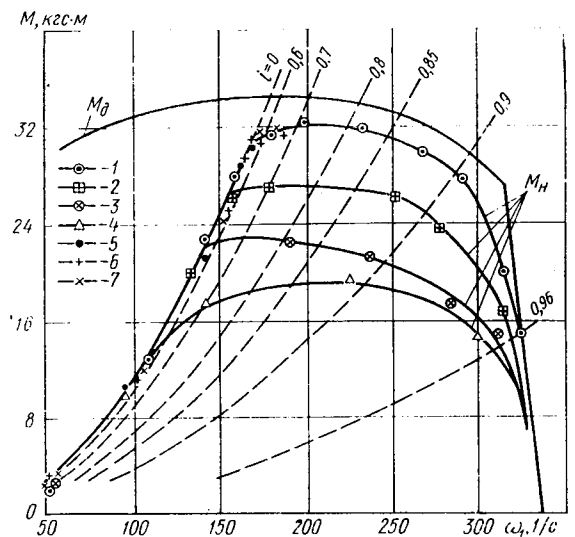


Рис. 3. Зависимость M_H от ω_1 :

1 — $J_2 = 3,61$; 2 — $J_2 = 1,63$; 3 — $J_2 = 0,74$; 4 — $J_2 = 0,27$
(1, 2, 3, 4 — при $M_{эс} = 0$); 5 — $J_2 = 3,61$; 6 — $J_2 = 1,63$;
7 — $J_2 = 0,74$ (5, 6, 7 — при $M_{эс} = 32$)

Полученные результаты подтвердили установленные ранее теоретически [2] особенности изменения характеристик в процессе разгона автомобиля с гидротрансформатором. Установлены некоторые дополнительные особенности, которые нельзя было определить расчетом, например значения коэффициента σ , учитывающего отличия динамических характеристик двигателя от статических. Результаты испытаний позволяют наметить пути дальнейших исследований, а также пути разработки упрощенной методики расчета разгонных характеристик, позволяющей определять максимальные значения крутящего момента на валу турбинного колеса, что необходимо для оценки реальных нагрузок в трансмиссии и ее долговечности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Генбом Б. Б., Никитин Н. Н., Хома С. С. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 2.
2. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 1.
3. Архангельский В. М. Некоторые случаи работы автомобильных карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах. Труды МАДИ. Вып. 17, 1955.
4. Дьяченко Н. Х., Белов П. М. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 7.
5. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. Изд-во «Машиностроение», 1966.

УДК 629.11.012.62/63

Мотор-колесо с высокомоментным аксиально-поршневым регулируемым гидромотором

К. А. ФРУМКИН, канд. техн. наук Р. Г. АРМАДЕРОВ, Л. Б. ШАПОШНИК

НАМИ, Минский автозавод

ИЗВЕСТНЫЕ аксиально-поршневые гидроагрегаты имеют привод поршней либо с помощью шатунного механизма, либо с помощью наклонной шайбы, на которую непосредственно опираются поршни, либо с помощью профилированной (кулачковой) шайбы, на которую опираются ролики, закрепленные на поршнях.

Для создания компактной и технологичной конструкции в НАМИ сконструирован гидромотор АГД-2000, в котором привод поршней осуществляется группой роликов, одновременно воспринимающих реактивные силы.

Разгрузка подшипников колеса в данной конструкции достигается установкой между блоком цилиндров и корпусом гидромотора упорного подшипника, воспринимающего реактивное усилие, возникающее при подаче жидкости под поршни. На рис. 1, а показан продольный разрез мотор-колеса, а на рис. 1, б — гидромотор в разобранном виде.

Мотор-колесо состоит из шины 1 с ободом 2, неподвижной оси 3, на которую с возможностью вращения установлен на двух подшипниках корпус 4, являющийся ступицей колеса. В оси расположены напорная магистраль А, сливная магистраль В и дренажная магистраль (на рис. 1, а не показана).

Для обеспечения реверсирования мотор-колеса давление подается в магистраль В, а слив происходит через магистраль А.

Блок цилиндров 5 с поршнями 6 установлен на шлицах неподвижной оси 3 и со скользящей посадкой на бандаже 7, напрессованном на ось 3. Между блоком цилиндров и корпусом поставлен упорный подшипник 8, воспринимающий осевое усилие от блока цилиндров и передающий его на корпус. В корпусе 4 установлена роликовая направляющая обойма, которая фиксируется по отношению к корпусу с помощью двух штифтов. Оси роликов 9 закреплены в обойме 10, а сама обойма закреплена в корпусе разрезным стопорным кольцом 11, передающим осевое усилие на корпус. В оси расположен цапфенный распределитель 12, приводимый во вращение с помощью штифта 13, установленного на крышке корпуса гидромотора. Распределитель соединяет напорную и сливную магистрали с блоком цилиндров.

Неподвижным элементом гидромотора является ось с бандажом и блоком цилиндров, а вращающимся — корпус с цапфенным распределителем. При необходимости вращающимся элементом может быть и блок цилиндров с осью, а неподвижным — корпус с роликовой направляющей.

Качение роликов направляющей по головкам поршней без трения скольжения обеспечивается формой поверхности головок, которая может быть получена обработкой на обычном фрезерном станке.

При работе гидромотора жидкость по напорной магистрали А направляется в цилиндры блока. Под действием напора жидкости поршень 6 нажимает на ролик 9, передающий крутящий момент через обойму на корпус.

Для пояснения принципа действия такой конструкции на рис. 2 показана условная развертка блока цилиндров с поршнями и роликовой направляющей. При подаче масла под высоким давлением в цилиндры, расположенные по левую сторону осей роликов, и одновременном соединении цилиндров, расположенных по правую сторону осей роликов со сливом (это делает обычный цапфенный распределитель), обойма с роликами начнет перемещаться вправо. При этом поршни 1, 3, 5, 7, 9 будут подниматься, а поршни 2, 4, 6, 8, 10 — опускаться, выталкивая из цилиндров жидкость. После того как обойма пе-

реместится на величину, равную расстоянию между двумя соседними цилиндрами, поршни поменяются ролями. Под давлением окажутся поршни 2, 4, 6, 8, а цилиндры поршней 1, 3, 5, 7

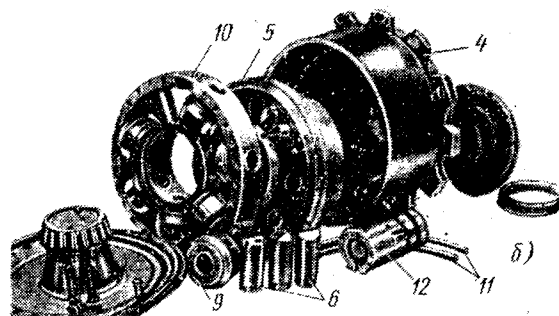
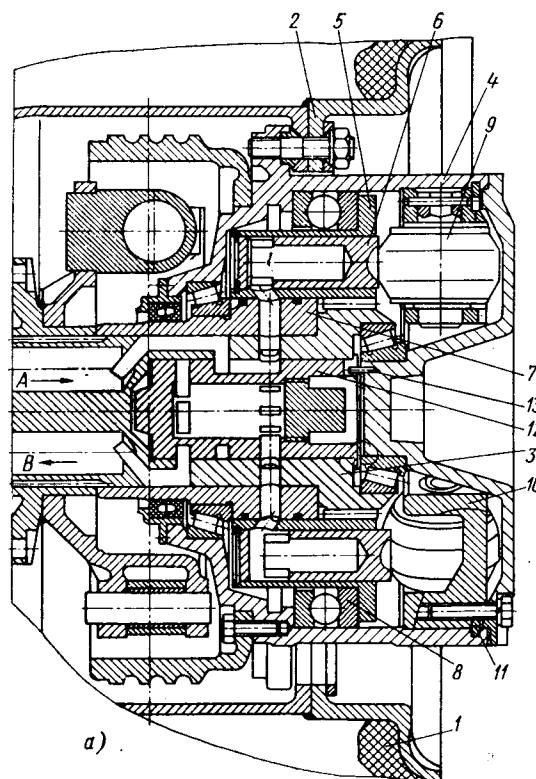


Рис. 1. Продольный разрез мотор-колеса (а) и детали гидромотора (б)

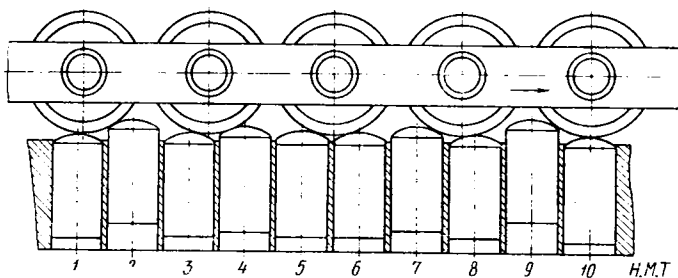


Рис. 2. Схема взаимодействия поршней с роликовой направляющей

соединится со сливом и поршни будут опускаться, выталкивая жидкость из цилиндров.

За время одного оборота обоймы каждый поршень совершит столько же циклов возвратно-поступательных движений, сколько роликов закреплено в обойме, т. е. для данной конструкции используется принцип многоходового действия. Это позволяет создать высокомоментный гидромотор сравнительно небольших размеров.

Данный гидромотор развивает крутящий момент 2000 кгс·м при давлении жидкости до 200 кгс/см² и размещается в колесе с ободом 500 мм. Весит он 380 кг, литраж 6,2 л/об.

Исследования, проведенные в НАМИ, показали, что гидромотор, весом около 320 кг, рассчитанный на крутящий момент 3000 кгс·м, при давлении жидкости до 300 кгс/см² может вписываться в размеры: 420 мм по диаметру и 350 мм по оси.

Число наименований и общее количество точно обрабатываемых деталей значительно уменьшается, диаметры цилиндров и поршней могут быть достаточно большими, что дает возможность обрабатывать их хонингованием. Поршни обрабатываются на обычных круглошлифовальных и фрезерных станках. Изготовление роликовой направляющей также не вызывает затруднений.

На Минском автозаводе была изготовлена опытная партия таких гидромоторов и проведены стендовые испытания. Один из гидромоторов проработал на различных режимах более 500 ч. Были получены вполне удовлетворительные внешние характеристики гидромотора, а результаты испытаний свидетельствовали о надежности и работоспособности созданной конструкции.

В процессе стендовых испытаний выявлена возможность регулирования рабочего объема гидромотора путем изменения взаимного расположения направляющей и распределителя. Для осуществления поворота распределителя гидромотора разработана, изготовлена и испытана система привода (рис. 2).

Известны два приемлемых способа бесступенчатого регулирования рабочего объема поршневых гидроагрегатов: изменением величины хода поршня и ограничением величины рабочей части хода по отношению ко всему ходу. Имеется и третий способ — дроселирование. Однако для транспортных машин и автомобилей с двигателями большой мощности этот способ непригоден.

Первый из упомянутых способов регулирования используется для поршневых агрегатов с наклонной шайбой и для радиально-поршневых одноходовых гидромоторов и насосов. Однако уже для двух- и многоходовых устройств этот способ применить невозможно. В двухходовых агрегатах с овальной направляющей и многоходовых гидроагрегатах с профилирующей направляющей, имеющей песчолоко выступов, для регулирования величины хода поршня пришлось бы во время движения изменять геометрию направляющей, что невозможно.

Второй способ требует введения в конструкцию дополнительных приспособлений, изменяющих взаимное расположение распределителя и направляющей. Данный способ можно использовать, хотя при этом несколько падает к. п. д. и повышается неравномерность крутящего момента.

В данном случае (рис. 3) привод состоит из ведущего пальца 1, связывающего поводок 2 с передней крышкой 3 гидромотора. Поводок может перемещаться внутри распределителя, скользя одновременно по ведущему пальцу. В поводке предусмотрен штифт 4, входящий в спиральную прорезь на распределителе. Для перемещения поводка имеется шток 5, связанный с ним осью 6 шарикового подшипника 7.

При осевом перемещении штока и соответственно поводка, штифт 4 передвигается в спиральной прорези распределителя

и заставляет его поворачиваться вокруг своей оси. Длина прорези и углы ее наклона выбраны с таким расчетом, чтобы при размещении штифта в начале прорези гидромотор имел максимальный рабочий объем. Все промежуточные положения можно использовать для регулирования гидромотора.

Для определения возможности регулирования измерялись перемещения поршня в зависимости от угла поворота роликовой направляющей.

В зоне в.м.т., когда поршень полностью выдвинут и его головка переходит с одного ролика на другой, за 1° поворота направляющей поршень перемещается на 2 мм. В зоне н. м. т. 1° поворота направляющей соответствует 0,2—0,4 мм хода поршня.

При максимальном рабочем объеме, а соответственно и максимальном крутящем моменте гидромотора распределитель устанавливается так, чтобы смена напора и слива в поршне происходила при достижении поршнем в. м. т. или н. м. т. Если распределитель повернуть на некоторый угол в сторону вращения направляющей, то напорная магистраль будет соединяться с подпоршневым пространством раньше, чем поршень достигает н. м. т., а слив соответственно начнется раньше достижения в. м. т.

Поворот распределителя на 5° позволит из 28,7 мм полного хода поршня использовать для создания крутящего момента только 18 мм, т. е. достигнуть уменьшения литража гидромотора в 1,6 раза. При угле поворота распределителя, близком к 6,5°, может быть достигнут диапазон регулирования рабочего объема гидромотора около двух без значительного снижения к. п. д.

В процессе испытаний был получен диапазон регулирования, близкий к трем, но при этом резко снижался к. п. д.

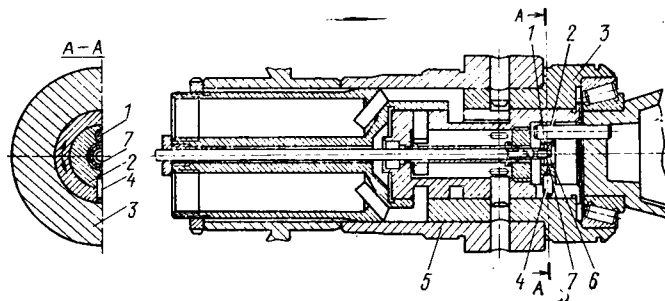


Рис. 3. Система управления поворотов распределителя

При проектировании головки поршня основное внимание должно быть уделено периферийным гралям головки, так как вершина профиля оказывает незначительное влияние. Если сделать профиль головки более пологим, а ход близким к 26 мм, то влияние перекрытия будет значительно меньшим и литраж гидромотора будет также близким к 6 л/об.

Большая глубина регулирования может вызвать чрезмерное увеличение неравномерности крутящего момента и угловой скорости гидромотора. Это, наряду с падением к. п. д., является причиной ограничения диапазона регулирования при данном способе регулирования.

Практически диапазон регулирования ограничивается величиной 1,8—2 для той формы головки, которая использовалась в рассматриваемой конструкции. Однако при специальном проектировании профиля головки поршня с учетом задач регулирования можно увеличить крутизну нарастания величины хода поршня в зоне в. м. т. Это, конечно, увеличит неравномерность крутящего момента при полном использовании литража гидромотора. Однако испытания с принятым профилем головки поршня показали, что имеется запас регулирования, так как неравномерность крутящего момента не превышала 3—5%. Большое количество поршней (16 шт.) и роликов направляющей (7 шт.) обеспечивает сглаживание суммарного крутящего момента.

Кроме того, при работе гидромотора с эластичной шиной при большой массе автомобиля неравномерность крутящего момента практически не будет заметна.

Вопрос влияния неравномерности крутящего момента на взаимодействие колеса с грунтом и проходимость автомобиля представляет интерес и требует дальнейшего изучения. Имеющиеся в настоящее время данные свидетельствуют о том, что неравномерность крутящего момента на колесе до 20% не оказывает заметного влияния на комфортабельность автомобиля.

Определение длины листов рессоры

Канд. техн. наук И. Н. УСПЕНСКИЙ

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова

ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ длины листов рессоры в настоящее время находят применение в практике конструкторских бюро автозаводов способ, описанный в работе [1]. При этом длина листов рессоры подбирается с таким расчетом, чтобы обеспечить равномерное распределение напряжений по длине каждого листа. Однако такое равномерное распределение напряжений неприемлемо для коренного листа рессоры. Вследствие этого после проведения расчета приходится длину листов корректировать с целью разгрузки коренного листа, опираясь на опыт и интуицию конструктора.

Предлагаемый метод определения длины листов рессоры базируется на предварительном выборе оптимальной эпюры распределения напряжений в коренном листе, а также во всех остальных листах рессоры так, как это указывалось в работе НАМИ по проектному расчету листовых рессор автомобиля.

В качестве оценочного параметра распределения напряжений в листах рессоры рационально использовать коэффициент

$$\gamma = \frac{\sigma_{xi}}{\sigma_i},$$

где σ_i — напряжения в сечении рассматриваемого i -го листа, расположенного в плоскости осей стремянок;

σ_{xi} — напряжения в сечении рессорного листа, находящегося на расстоянии l_{i+1} от оси рессоры.

В данном случае l_{i+1} есть длина листа, лежащего ниже.

Выбор оптимального значения коэффициента γ вновь проектируемой рессоры является достаточно сложной задачей, для

решения которой требуется проведение специальных исследований. Однако, опираясь на результаты анализа распределения напряжений в реально выполненных рессорах, можно рекомендовать в первом приближении значения коэффициента γ , приведенные в таблице.

Если выбрана оптимальная эпюра распределения напряжений в листах рессоры, то длина

листов определяется из следующего уравнения:

$$l_i = l_{i-1} \frac{\gamma_{i-1} \sigma_{i-1} W_{i-1}}{P_{i-1}}, \quad (1)$$

где l_{i-1} — длина листа, лежащего выше;

γ_{i-1} — коэффициент, характеризующий эпюру распределения напряжений в вышележащем листе;

σ_{i-1} , W_{i-1} — соответственно напряжение и момент сопротивления сечения вышележащего листа (в плоскости осей стремянок);

P_{i-1} — сила, сосредоточенная на конце вышележащего листа.

Силу P_{i-1} можно определить из выражения

$$P_{i-1} = \frac{P_{i-2} (l_{i-2} - 0,5d) - \sigma_{i-2} W_{i-2}}{l_{i-1} - 0,5d}, \quad (2)$$

где d — расстояние между осями стремянок.

При использовании выражений (1) и (2) следует иметь в виду, что рассматривается в данном случае четвертная рессора. Для симметричной рессоры достаточно найти размеры листов только одной ее половины, для рессоры несимметричной необходимо определять раздельно размеры каждой части. Например, для симметричной рессоры, имеющей все листы разной длины, определять значения длины можно в следующем порядке. Длина первого (коренного) листа определяется из выражения

$$l_1 = \frac{L}{2},$$

где L — длина рессоры (расстояние между центрами ушек рессоры);

l_1 — расстояние от центра ушка до оси рессоры.

Длина второго листа определится из выражения

$$l_2 = l_1 \frac{\gamma_1 \sigma_1 W_1}{P_1},$$

где P_1 — сила, приложенная к центру ушка рессоры (при расчете может быть взято любое значение этой силы);

σ_1 — напряжение, вызванное силой P_1 , в сечении коренного листа, расположенном в плоскости осей стремянок.

Напряжения в листах рессоры целесообразно определить из выражения [2 и 3]

$$\sigma_i = \frac{[P_1 (l_i - 0,5d) - \sigma_{ii} W_{ii}] Z_i}{J_c - J_{ii}}, \quad (3)$$

где Z_i — расстояние от нейтральной линии до края сечения i -го листа;

J_c — суммарный момент инерции сечения рессоры, равный сумме моментов инерции сечений всех листов рессоры;

σ_{ii} , W_{ii} и J_{ii} — соответственно напряжение, момент сопротивления и момент инерции сечения последнего листа рессоры.

Напряжение в последнем листе рессоры целесообразно определить из выражения [2 и 3]

$$\sigma_n = \frac{\alpha_n P_1 (l_1 - 0,5d) Z_n}{J_c}, \quad (4)$$

где Z_n — расстояние от нейтральной линии сечения последнего листа до его края;

α_n — коэффициент деформации последнего листа ($\alpha_n = 1,15 \div 1,25$).

Длина третьего листа определится из выражения

$$l_3 = l_2 - \frac{\gamma_2 \sigma_2 W_2}{P_2},$$

где

$$P_2 = \frac{P_1 (l_1 - 0,5d) - \sigma_1 W_1}{l_2 - 0,5d}.$$

Длина остальных листов определится по выражениям (1) и (2).

Если рессора имеет два верхних листа одинаковой длины, то в этом случае длина третьего и четвертого листов определяется из выражений

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \sigma_1 W_1 (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 h_1^3};$$

$$l_4 = l_3 - \frac{\gamma_3 W_3 \sigma_3}{P_3},$$

где

$$P_3 = \frac{P_1 h_1^3 (l_1 - 0,5d) - \sigma_1 W_1 (h_1^3 + h_2^3)}{h_1^3 (l_3 - 0,5d)};$$

h_1 и h_2 — соответственно толщина первого и второго листов рессоры.

Длина остальных листов рессоры определяется, как и в предыдущем случае, при использовании выражений (1) и (2).

С применением изложенного метода была определена длина листов задней рессоры автомобиля ГАЗ-51 ($\gamma_1 = \gamma_2 = 0,6$; $\gamma_3 = 0,8$, для всех остальных листов было принято значение коэффициента $\gamma = 1$).

Полученные расчетом значения длины листов рессоры совпадают с принятыми заводами на основании экспериментальной доводки рессоры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пархиловский И. Г. Автомобильные листовые рессоры. Машгиз, 1954.
2. Талантова З. И., Успенский И. Н. Исследование напряжений в автомобильной рессоре. Труды Всесоюзного совещания по подвескам. НАМИ. 1959.
3. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля. Изд. ГПИ. Горький, 1971.

Расчет автомобильных рам методом конечных элементов

А. А. ИВАНОВ

Ленинградский сельскохозяйственный институт

ИЗВЕСТНЫЕ методы расчетов автомобильных рам из тонкостенных стержней [1—3] оказываются трудоемкими даже при их частичной механизации. Кроме того, эти методы ориентированы на определенный тип конструкции, обусловленный тем или иным принципиальным ограничением или введенным допущением, как, например, пренебрежение деформациями изгиба лонжеронов [2] или пренебрежение Сен-Венановским кручением [3] и т. д.

Значительные трудности при расчетах тонкостенных рам вызывают: учет пространственности составляющих конструкцию элементов и их неортогональность, несимметричность рассматриваемой конструкции (геометрическая или силовая), одновременный учет внешних силовых и деформационных воздействий.

Можно значительно упростить расчеты сложных тонкостенных конструкций, если использовать метод конечных элементов, который позволяет эффективно применять ЭЦВМ и рассматривать конструкцию с более общих позиций.

В настоящее время появилось значительное количество отечественных и зарубежных работ по различным аспектам метода конечных элементов [4—6].

Важнейшим этапом метода конечных элементов является получение матрицы жесткости конечного элемента.

Для расчетов тонкостенных рам с учетом стесненного кручения была разработана матрица жесткости размером 8×8, в которой учитывались: линейное смещение узла в вертикальной плоскости, угловые перемещения относительно осей X и Y и депланация узла. Расчетная схема тонкостенного элемента в локальной (x, y, z) и общей системах координат (X, Y, Z) показана на рис. 1.

Матрица жесткости получена в соответствии с принципом возможных перемещений [7]. Элементами матрицы жесткости являются усилия по концам тонкостенного стержня от единичных перемещений. Для определения усилий было решено известное дифференциальное уравнение:

$$\theta'''' - \frac{K^2}{L^2} \theta'' = 0. \tag{1}$$

Статические величины B и M_z определены из выражений

$$\begin{aligned} B &= -EJ_{\omega} \theta''; \\ M_z &= GJ_{\kappa} \theta' - EJ_{\omega} \theta'''. \end{aligned} \tag{2}$$

В результате решения равенства (1) получено уравнение, из которого определены коэффициенты матрицы жесткости, учитывающей [4] стесненное кручение [K_{ij}^θ].

Как известно, матрица жесткости имеет блочную структуру [4]. Поэтому матрица жесткости, учитывающая изгиб в плоскости OZY и стесненное кручение, может быть представлена в виде

$$[K_{ij}] = \begin{bmatrix} K_{ij}^{\varphi} & \\ & K_{ij}^{\theta} \end{bmatrix}, \tag{3}$$

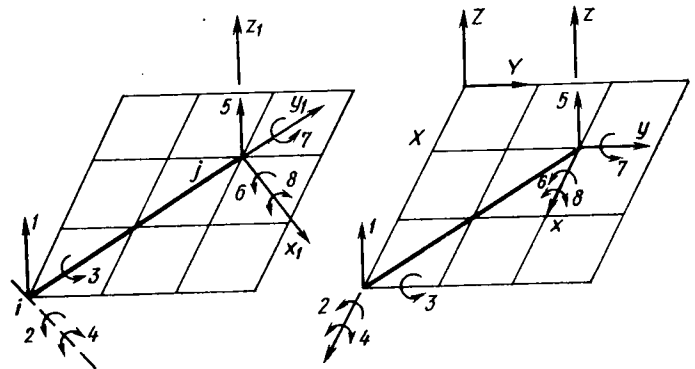


Рис. 1. Расчетная схема тонкостенного стержня в местной системе координат (а) и в общей системе координат (б)

$\frac{12EJ}{L^3}$	$\frac{6EJ}{L^2} m$	$-\frac{6EJ}{L^2} l$	0	$-\frac{12EJ}{L^3}$	$\frac{6EJ}{L^2} m$	$-\frac{6EJ}{L^2} l$	0
1	2	3	0	4	2	3	0
$\frac{4EJ}{L} m^2 + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} l^2$	$\left(-\frac{4EJ}{L} + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} lm\right)$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} l$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$\frac{2EJ}{L} m^2 - GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} l^2$	$\left(-\frac{2EJ}{L} - GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q}\right) lm$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} l$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} l$
2	5	7	10	11	12	13	10
$\frac{4EJ}{L} l^2 + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} m^2$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} m$	$\frac{6EJ}{L^2} l$	$\left(-\frac{2EJ}{L} - GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q}\right) lm$	$\frac{2EJ}{L} l^2 - GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} m^2$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} m$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} m$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} m$
3	7	22	23	24	13	25	23
0	10	26	0	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{M}}{q}$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{R}}{q}$
0	10	26	0	20	20	27	30
$\frac{12EJ}{L^3}$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$\frac{6EJ}{L^2} l$	0	$\frac{12EJ}{L^3}$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$\frac{6EJ}{L^2} l$	0
4	11	24	0	1	11	24	0
$\frac{4EJ}{L} m^2 + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} l^2$	$\left(-\frac{4EJ}{L} + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q}\right) lm$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} l$	$\frac{4EJ}{L} m^2 + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} l^2$	$\left(-\frac{4EJ}{L} + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q}\right) lm$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$
2	12	13	20	11	5	7	20
$\frac{4EJ}{L} l^2 + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} m^2$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} m$	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{P}}{q} m$	$\frac{4EJ}{L} l^2 + GJ_{\kappa} \frac{\bar{S}}{q} m^2$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$	$-\frac{6EJ}{L^2} m$
3	13	25	27	24	7	22	27
0	10	23	30	0	20	27	$GJ_{\kappa} \frac{\bar{M}}{q}$
0	10	23	30	0	20	27	26

где $[K_{ij}^y]$ — известная матрица жесткости [7 и 8], описывающая изгиб стержня, $[K_{ij}^0]$ описывает стесненное кручение.

В таблице приведена матрица жесткости в общей системе координат, полученная по формуле

$$[K_{xyz}] = [T]^T [K_{ij}] [T]. \quad (4)$$

Значения коэффициентов, приведенных в таблице, известны из работы [1].

Для расчетов тонкостенных рам использована программа метода конечных элементов [6], разработанная для расчета упругих систем из сплошных балок на ЭЦВМ «Минск-22».

Алгоритм расчета рам, программы матрицы жесткости (см. таблицу) и матрицы усилий (в работе не приводятся) были протестированы на ряде различных задач, имеющих в литературе аналитическое решение.

Например, расчет тонкостенной рамы в работе [1] показал высокую точность решения по методу конечных элементов. Отклонение перемещений и усилий составило менее 1% от соответствующего аналитического решения. Нормальные напряжения имеют точное значение.

В качестве примера расчета по методу конечных элементов рассмотрим задачу определения напряжений в раме автомобиля ГАЗ-51. Расчетная схема рамы (рис. 2) принималась в соответствии с геометрическими данными работы [2]. Рама нагружалась закручивающим моментом, вызывающим ее деформацию на угол 10° . Такой вид нагружения обусловлен только необходимостью сравнения расчетных напряжений по методу конечных элементов с данными эксперимента [2].

Расчетная схема рамы принимается в виде линий, проходящих через центры изгиба элементов и пересекающихся в узловых точках, которые и определяют размеры конечного элемента. Рама разбита на 26 элементов (рис. 2, цифры в кружках). После разбивки схемы на элементы в каждой узловой точке (в соответствии с конечным элементом по рис. 1) нумеруются обобщенные узловые перемещения. Нумерация осуществляется последовательно и независимо от физической сущности перемещений. Граничные условия конструкции задаются кинематически.

Внешний момент приложен в виде пары сил по направлениям 12 и 16 линейных обобщенных перемещений.

Исходная информация задается в виде четырех массивов [6].

Первый массив, общие характеристики, несет служебную информацию о количестве неизвестных, о количестве элементов, номер матрицы жесткости в библиотеке матриц жесткостей, число правых частей и т. д.

Второй массив, называемый матрицей индексов, содержит топологическую информацию и граничные условия. Геометрические физические характеристики элементов рамы задаются в виде специальной матрицы параметров.

Внешние усилия задаются в виде матрицы правых частей. Возможен расчет на несколько вариантов нагружений.

Вся исходная информация может быть выведена на печать для последующего контроля.

Решение задачи, узловые перемещения и усилия по концам всех элементов распечатываются в соответствии с нумерацией их на расчетной схеме (рис. 2) в виде готового отчетного документа.

Нормальные напряжения, показанные на рис. 3 и 4, определялись по формуле

$$\sigma = - \left(\frac{M_x z_{\max}}{J_x} + \frac{B \omega_{\max}}{J_\omega} \right) \text{ кгс/см}^2. \quad (5)$$

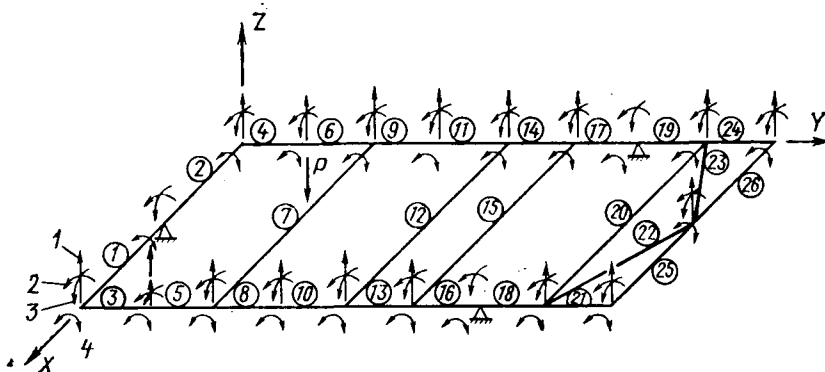


Рис. 2. Расчетная схема рамы автомобиля ГАЗ-51

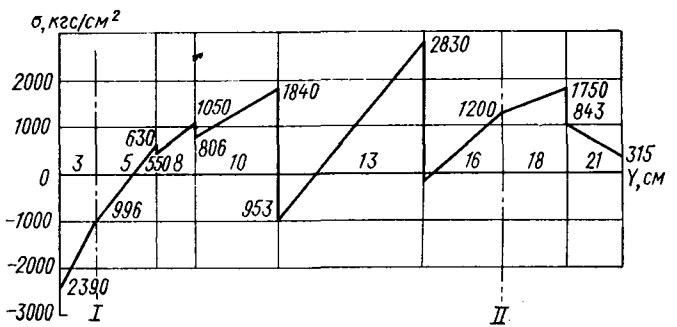


Рис. 3. Эпюра нормальных напряжений (в кгс/см²) в лонжероне рамы автомобиля ГАЗ-51: I — ось передних колес; II — ось задних колес

Приведенные результаты расчета по методу конечных элементов хорошо согласуются с экспериментальными данными работы [2].

Эпюра нормальных напряжений проходит в области разброса экспериментальных точек. Величина расчетной угловой жесткости равна 58,5 кгс·м/град и отличается от экспериментальной (53 кгс·м/град) менее чем на 10%.

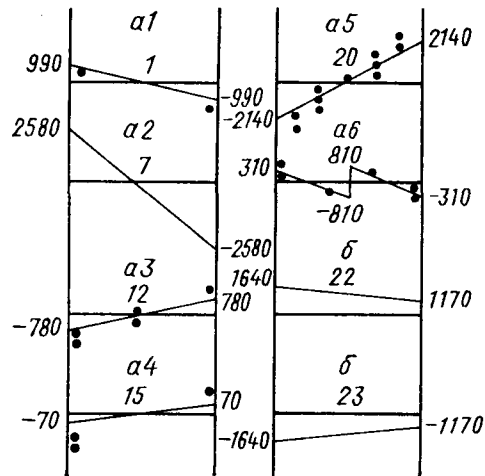


Рис. 4. Эпюры нормальных напряжений (в кгс/см²) в поперечинах рамы автомобиля ГАЗ-51: а — поперечины (1—6); б — раскосы; 1, 7, 12, 15, 20, 22, 23 — номера балок

На расчет рассмотренной задачи на ЭВМ «Минск-22» затрачивается не более 4 мин (включая распечатывание исходной информации), а на подготовку исходных данных одним инженером — около 2 ч.

Проведенные исследования конструкций рам из тонкостенных стержней с помощью метода конечных элементов подтверждают возможность использования физических предпосылок, введенных в работе [1] для основного случая, при расчетах автомобильных рам, за исключением следующего:

- тонкостенные стержни рамы могут пересекаться в узлах не только под прямыми углами;
- эксцентриситеты между центрами изгибов и центрами тяжести для исследованных конструкций можно не учитывать, в соответствии с этим используется уравнение равновесия бимоментов в узлах

$$\sum B = 0; \quad (6)$$

- не принимается во внимание конструктивное предположение о «фасонках»;
 - не учитывается упругость узла, узел моделируется точкой и опадает необходимость во введении в уравнение (6) дополнительного бимомента от угла взаимного поворота «фасонки»;
 - используется обычное понятие метода перемещений — жесткий узел.
- Учет упругости узла и эксцентриситетов

центров изгиба не вызывает принципиальных трудностей при использовании метода конечных элементов.

Разработанная программа и методика расчета автомобильных рам на ЭЦВМ «Минск-22» может оказаться эффективной при проектировании, позволяя с малыми затратами анализировать напряженное состояние новых конструкций.

После того как определены первоначальные данные по конструкции рамы, программа метода конечных элементов позволяет изучать различные модификации ее или сопоставлять несколько различных расчетных схем. Можно также одновременно анализировать различные схемы с точки зрения их пригодности для конструкции требуемого типа, оценивая различные внешние загрузки проектируемой конструкции.

Методика позволяет исследовать тонкостенные конструкции из элементов открытого и закрытого профилей на произвольные внешние нагрузки и заданные перемещения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горбунов Б. Н., Стрельбицкая А. И. Теория рам из тонкостенных стержней. Гостехиздат, 1948.

2. Гельфгат Д. Б., Ошкоков В. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз, 1959.

3. Проскуряков В. Б., Павлова Г. Е. — «Автомобильная промышленность», 1966, № 5.

4. Розин Л. А. Метод конечных элементов. Расчет гидротехнических сооружений на ЭЦВМ. Изд-во «Энергия», 1971.

5. Постнов В. А., Хархурим И. Я. Использование метода конечных элементов в строительной механике корабля. Материалы семинара по численным методам в строительной механике корабля. Вып. 154. Изд-во «Судостроение», 1971.

6. Вилипыльд Ю. К., Хархурим И. Я. Расчет упругих систем по методу конечных элементов. М., Гипрогиз, 1969.

7. Аргирис Дж. Энергетические теоремы и расчет конструкций. В сб. статей «Современные методы расчета сложных статистически неопределимых систем». Под ред. А. П. Филина. Судпромгиз, 1961.

8. Py Semih S. Tezcan «Journal of the Structural Division, Proceedings of American Society of Civil Engineers», 1966, April.

УДК 621.43:62.529

Устранение высокочастотных вибраций барабанного тормозного механизма с помощью гасителя вибраций

Кандидаты техн. наук К. Л. ДЮБЕК, И. А. ЛЕВИН

НАМИ, Московский автомеханический институт

СТЕНДОВЫЕ исследования вибраций барабанных тормозных механизмов [1] показали, что высокочастотная вибрация тормоза эффективно устраняется при установке на тормозные колодки (около механизма разжима колодок) сосредоточенных масс (гасителя вибраций).

Для анализа работы гасителя вибраций недостаточно представить вибрирующий тормозной узел в виде колебательной системы с одной степенью свободы [1]. Из теории колебаний [2] известно, что действие большинства виброгасителей можно объяснить лишь при рассмотрении изучаемой колебательной системы с несколькими степенями свободы. Несмотря на то, что

тормозная колодка — массой M , равномерно распределенной по длине l колодки. На конце колодки, принимаемой в данном случае упругой (жесткость k_k), жестко закреплен груз m . При вибрациях амплитуда колебаний опоры колодок (пятки) равна a_0 , а амплитуда колебаний носка колодки (точки закрепления груза m) равна a_1 , динамическое сжатие δ колодки определяется разностью $a_1 - a_0$. Считая, что упругие смещения сечений колодки распределены по линейному закону (рис. б), найдем форму колебаний первого тона (рис. в), определяющих основную частоту «писка», из соотношения между амплитудами a_1 и a_0 . Нахождение формы колебаний второго (высшего) тона в данном исследовании интереса не представляет.

Выразим потенциальную энергию нашей системы в виде [2 и 3]

$$U = \frac{K_{0.п} u_0^2}{2} + \frac{k_k \delta^2}{2},$$

где $u_0 = a_0 \cos \omega t$ — перемещение опоры колодки при колебаниях.

Кинетическую энергию системы можно представить в виде

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \rho \dot{u}^2 dx + \frac{m}{2} (\dot{u}_0 + \dot{\delta})^2, \quad (1)$$

где $\rho = \frac{M}{l}$ — погонная масса тормозной колодки;

\dot{u} — колебательная скорость сечения колодки, находящегося на расстоянии x от опоры;

\dot{u}_0 — колебательная скорость опорной части колодки;

$\dot{\delta}$ — колебательная скорость дополнительной массы (груза) m .

Считая, что $u = u_0 + \frac{\delta}{l} x$ и $\dot{u} = \dot{u}_0 + \frac{x}{l} \dot{\delta}$, после преобразования уравнений (1) получим

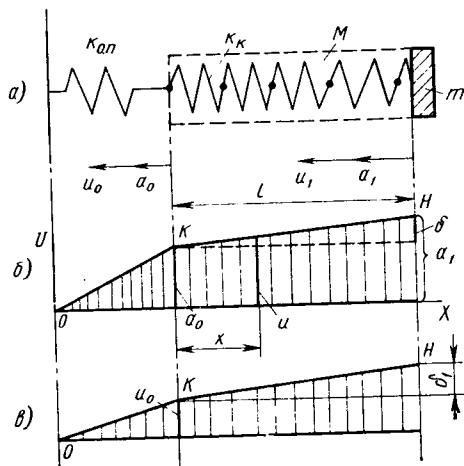
$$T = m_{11} \dot{u}_0^2 + m_{22} \dot{\delta}^2 + m_{12} \dot{u}_0 \dot{\delta}, \quad (2)$$

где

$$m_{11} = \frac{1}{2} (M + m);$$

$$m_{22} = \frac{1}{2} \left(\frac{M}{3} + m \right);$$

$$m_{12} = \left(\frac{M}{2} + m \right).$$



Модель барабанного тормозного механизма как колебательной системы с двумя степенями свободы

в действительности вибрирующий тормозной механизм представляет собой достаточно сложную колебательную систему, для исследования работы гасителя вибраций достаточно представить колебательную систему опоры колодки — колодка — груз в виде системы с двумя степенями свободы и провести расчет формы колебаний тормозной колодки с грузом по методу Релея [2 и 3]. Для этого задаемся линейной формой деформаций вдоль колодки, полагая ее массу равномерно распределенной по длине колодки.

На рисунке (а) приведена такая модель колеблющегося тормозного механизма в виде системы с двумя степенями свободы. Упругая опора тормозных колодок изображена пружиной $K_{0.п}$.

Используя известное [3] уравнение движения системы по Лагранжу, можно записать

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{u}_1} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial u_1} \right) = - \frac{\partial U}{\partial u_1};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial \delta} \right) = - \frac{\partial U}{\partial \delta}.$$

После ряда математических преобразований получаем частотное уравнение в виде системы уравнений

$$\begin{aligned} (-2m_{11} \omega^2 + K_{o.n}) u_0 - m_{12} \omega^2 \delta_1 &= 0; \\ -m_{12} \omega^2 u_0 + (k_k - 2m_{22} \omega^2) \delta_1 &= 0. \end{aligned}$$

Развертывая полученный определитель, находим частотное уравнение:

$$(-m_{12}^2 + 4m_{11}m_{22}) \omega^4 - (2K_{o.n}m_{22} + 2k_k m_{11}) \omega + K_{o.n}k_k = 0, \quad (5)$$

решая которое получим формулу для определения частот первого и второго тонов:

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a}{b}\right)^2 - b}, \quad (6)$$

$$\text{где } a = \frac{2K_{o.n}m_{22} + 2k_k m_{11}}{4m_{11}m_{22} - m_{12}^2},$$

$$b = \frac{K_{o.n}k_k}{4m_{11}m_{22} - m_{12}^2}.$$

Форму колебаний находим, используя одно из уравнений (4):

$$\frac{\delta_1}{u_1} = \frac{m_{12} \omega^2}{k_k - 2m_{22} \omega^2}. \quad (7)$$

Проведем практический расчет формы колебаний тормозной колодки для тормозного механизма автомобиля «Москвич-408». Исходные данные для расчета, определенные опытным путем, следующие:

$$\begin{aligned} M &= 0,0496 \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2; \\ m &= 0,02 \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2; \\ K_{o.n} &= 15,4 \cdot 10^6 \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1}. \end{aligned}$$

Определим жесткость тормозной колодки

$$k_k = \frac{EF}{l},$$

где $F = 1,55 \text{ см}^2$ — площадь поперечного сечения колодки;

E — модуль упругости материала колодки, принятый равным $2 \cdot 10^6 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-2}$ (справочная величина);

$l = 25 \text{ см}$ — длина колодки по среднему радиусу.

Таким образом,

$$k_k = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 1,55}{25} = 12,2 \cdot 10^6 \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1}.$$

1. Определим формы колебаний тормозной колодки без дополнительной массы. В этом случае

$$\begin{aligned} m &= 0 \\ m_{11} = m_{12} &= 2,48 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2, \\ m_{22} &= 0,827 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2. \end{aligned}$$

Находим коэффициенты a и b :

$$a = \frac{86,38}{2,08} 10^8 = 41 \cdot 10^8 \text{ 1/с}^2,$$

$$b = \frac{15,4 \cdot 12,2 \cdot 10^{12}}{2,08 \cdot 10^{-4}} = 90,5 \cdot 10^{16} \text{ 1/с}^2.$$

Затем, на основании уравнения (6) определим квадрат круговой частоты колебаний первого тона

$$\omega^2 = 2,58 \cdot 10^8 \text{ 1/с}^2.$$

Отсюда

$$\omega = \sqrt{2,58 \cdot 10^8} = 1,61 \cdot 10^4 \text{ 1/с}.$$

Определим частоту колебаний, согласно выражению

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 2563 \text{ Гц},$$

что достаточно близко к действительной частоте колебаний при «писке» тормозного механизма автомобиля «Москвич-408», равной 2600 Гц.

Форму колебаний определим согласно уравнению (4) по отношению

$$\frac{\delta_1}{u_0} = \frac{6,94}{7,86} = 0,807.$$

2. Определим форму колебаний тормозной колодки с дополнительной массой (с гасителем вибраций).

В этом случае

$$\begin{aligned} m_{11} &= 3,48 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2, \\ m_{12} &= 1,83 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2, \\ m_{22} &= 4,48 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2. \end{aligned}$$

Находим коэффициенты a и b :

$$\begin{aligned} a &= 26,2 \cdot 10^8 \text{ 1/с}^2, \\ b &= 3,48 \cdot 10^{16} \text{ 1/с}^2. \end{aligned}$$

Квадрат круговой частоты колебаний первого тона равен

$$\omega^2 = 1,5 \cdot 10^8 \text{ 1/с}^2.$$

Откуда

$$\omega = 1,225 \cdot 10^4 \text{ 1/с}.$$

Частота колебаний

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 1950 \text{ Гц}.$$

Форма колебаний в этом случае определяется отношением

$$\frac{\delta_1}{u_0} = 0,945.$$

Приведенные расчеты показывают, что установка на кочке колодки сосредоточенной массы порядка $0,02 \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^2$ (груз весом около 200 г) изменяет форму колебаний колодки в сторону увеличения разности амплитуд колебаний ее носка и опорной части, т. е. увеличивается угол наклона линии $K-N$ (рис. θ).

Проведенный ранее [1] анализ системы с одной степенью свободы показал, что наличие «писка» тормозного механизма обусловлено превышением силой отрицательного затухания

$$bx = \frac{\Delta v}{\Delta v_{c.k}} N \dot{x}$$

величины силы положительного затухания sx , определяемой в основном демпфирующим действием жидкости в колесном тормозном цилиндре. При более глубоком анализе, проведенном в настоящей статье, т. е. при изучении вибрирующего тормоза, как системы с двумя степенями свободы, точки приложения сил возбуждения и затухания различны по длине дуги тормозной колодки. Сила возбуждения приложена, согласно рис. a , в пяточной зоне колодки (некоторое сечение U на рис. b) равна bu , а сила демпфирования, приложенная на конце колодки (на расстоянии l от опоры колодки), равна ca_1 . Таким образом, можно выразить условие наличия высокочастотных вибраций в виде

$$bu \geq ca_1,$$

что возможно при отсутствии груза m на конце колодки. В случае установки груза ввиду увеличения амплитуды колебаний носка колодки по сравнению с амплитудой колебаний сечений пяточной зоны колодки (это соотношение достигает 0,945 вместо 0,8 при отсутствии груза) соответственно изменяются и соотношения скоростей перемещения \dot{u} и \dot{a}_1 точек приложения силы возбуждения и затухания. Это приводит к преобладанию потерь колебательной энергии, затрачиваемой на преодоление демпфирования системы, над количеством подводимой к системе энергии. В этом случае условия для появления вибраций тормозного механизма («писка») являются неблагоприятными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дюбек К. Л. и др. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 9.
2. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. М., Физматгиз, 1960.
3. Бабаков И. М. Теория колебаний. М., Физматгиз, 1968.

Совершенствование технологии изготовления ободьев колес из горячекатаных профилей

Н. И. ГОРФИНКЕЛЬ, М. Я. ШАЦ-ГОЛЬДЕНШТЕЙН

ЦКТБ колесного производства

ОБОДЬЯ для колес грузовых автомобилей изготавливаются из горячекатаного фасонного профиля путем завивки прямолинейных профильных заготовок в кольца, сварки их встык и последующей калибровки для придания окончательных размеров и формы. Технологический процесс показан на рис. 1.

Завитая в кольцо заготовка обладает рядом дефектов: спиральностью, неоформленным стыком и конусностью. Они возникают вследствие несимметричности профиля и, следовательно, несовпадения нейтральной оси профиля с осью гибки, а также из-за особенностей самого процесса гибки. Частично эти дефекты должны исправляться перед сваркой для обеспечения качественного стыка.

Подготовка кромок к сварке осуществляется правкой спирали, спрямлением площадки на концах обода, обрубкой концов и сведением их встык для устранения зазора. После сварки срезается грат — удаляется сварочный наплыв и зачищается оставшийся грат в бортовой и замочной частях обода.

Калибровка, включающая операции разжатия и обжатия, исправляет конусность и обеспечивает требуемые размеры и форму. Окончательно грат удаляется в замочной канавке ручной зачисткой.

Действующий технологический процесс имеет ряд недостатков. При правке спирали возникает неплоскостность вследствие перегиба одной половины обода относительно другой. Прорубание кромок приводит к необходимости последующего сведения встык. Срезание грата со сварного шва за одну операцию ножами, охватывающими всю ширину обода, приводит вследствие колебаний ширины профиля либо к зарезам основного металла, либо к оставлению грата. Чтобы не допустить зарезов на профиле в зоне бортовой и замочной частей, срезание осуществляют с припуском, а оставшийся грат удаляют трудоемкой зачисткой на наждаках.

В действующих технологических процессах несовершенной является и калибровка, осуществляемая за две операции: разжатие и обжатие.

При калибровке только в две операции деформируются на значительную величину как бортовая, так и замочная часть

обода отдельно друг от друга, что неблагоприятно отражается на его окончательной форме.

В ЦКТБ колесного производства была проведена значительная работа, направленная на устранение указанных недостатков, и экспериментальная проверка более совершенного технологического процесса.

Для устранения спиральности была опробована завивка обода на конических роликах с углом конуса, равным углу наклона нейтральной оси профиля. При таком процессе нейтральная ось профиля приближается к оси завивки. Благодаря этому уравниваются линейные скорости крайних точек профиля, что значительно улучшает процесс завивки. Завивка на конических роликах позволила уменьшить величину спирали с 30 до 5—7 мм и тем самым устранить операцию правки винта.

Операцию прорубки кромок также можно устранить при соблюдении определенных условий.

Кромки прорубаются с последующим сведением концов обода для обеспечения параллельности их при минимальном зазоре в стыке. Для определения влияния величины зазора на качество сварных швов, способа уменьшения зазоров, а также выбора оптимального зазора для сварки без прорубки кромок была проведена опытная сварка нескольких партий ободьев. В эти партии вошли заготовки различной длины и разной формы разделки кромок. В результате установлено, что оптимальной является заготовка, длина которой в бортовой части 1634—1637 мм и в замочной 1616—1621 мм. Такая разделка обеспечивает зазор в стыке перед сваркой не более 4 мм, и получается качественный сварной шов.

Изготовление ободьев без прорубки кромок позволяет ликвидировать также и следующую после прорубки кромок операцию — сведение встык и, кроме того, снизить расход металла на один обод на 120 г за счет уменьшения длины заготовки.

Одной из наиболее трудоемких операций является зачистка зоны сварного шва на наждаках с целью снятия остатков грата. Для устранения этой операции экспериментальная работа

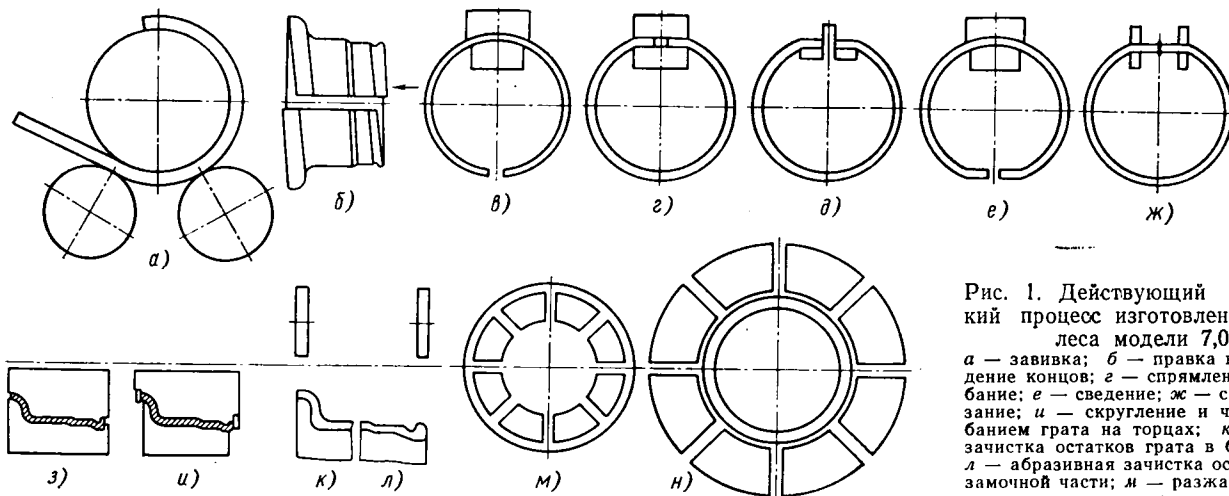
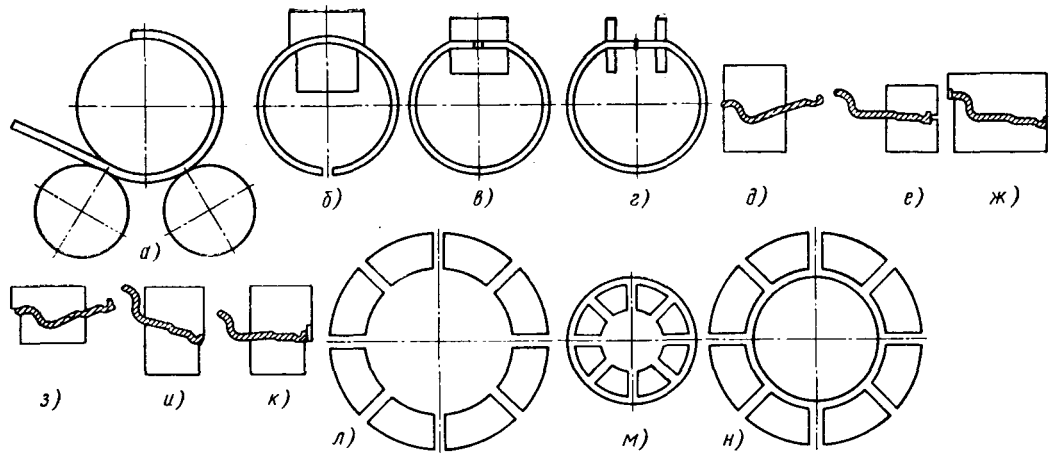


Рис. 1. Действующий технологический процесс изготовления обода колеса модели 7,0—20:

а — завивка; б — правка винта; в — сведение концов; г — спрямление; д — прорубание; е — сведение; ж — сварка; з — срезание; и — скругление и чеканка с обрубанием грата на торцах; к — абразивная зачистка остатков грата в бортовой части; л — абразивная зачистка остатков грата в замочной части; м — разжатие; н — обжатие

Рис. 2. Предлагаемый технологический процесс изготовления обода колеса модели 7,0—20:

а — завивка; б — сведение концов; в — спрямление; г — сварка; д — срезание грата в бортовой части; е — срезание грата в замочной части; ж — скрутление и обрубание грата на торце бортовой части; з — чеканка сварного шва в бортовой части; и — чеканка сварного шва в замочной части; к — срезание грата на торце замочной части; л — предварительное обжатие; м — разжатие; н — окончательное обжатие



велась в двух направлениях: совершенствование срезания грата, замена наждачной зачистки чеканкой.

Как отмечалось выше, при срезании грата ножами, охватывающими всю ширину обода, колебания ширины профиля в пределах допуска на прокат снижают качество срезания. В связи с этим было опробовано срезание грата за две операции раздельно в бортовой и в замочной частях.

При срезании в бортовой части базовым является внутренний торец бортовой закраины, при срезке в замочной — торец бурта замочной части. Такое срезание грата позволило исключить зарезы основного металла, а выступание шва в труднодоступных местах уменьшить с 3—3,5 до 1—1,5 мм.

Вместо наждачной зачистки остатков грата была опробована раздельная чеканка бортовой и замочной частей обода.

При раздельной чеканке зоны шва обод устанавливался с наклоном (рис. 2), что создавало благоприятные условия для зачеканивания остатков грата на вертикальной стенке борта и в замочной канавке.

В результате чеканки грат в бортовой части расплющивался почти полностью — до высоты 0,4 мм, допустимой чертежом. В замочной части грат также зачеканивался, но при этом вытягивался заусенец длиной 4—5 мм, который затем обрубался.

Указанная обработка зоны сварного шва позволила получить качественную поверхность без зачистки.

В отличие от существующего способа была опробована калибровка с введением предварительного обжатия.

Обод, прошедший предварительное обжатие и разжатие, приобретает размеры, близкие к окончательным. Это дает возможность при окончательном обжатии осуществить равномерную деформацию, за счет чего получить более точную форму обода. Все это подтвердилось измерениями радиального и торцового биений ободьев, изготовленных с предварительным обжатием.

Сравнением биений серийных и экспериментальных ободьев установлено следующее:

1. Радиальное биение серийных ободьев колебалось в пределах 1—1,5 мм, при этом из 10 проверенных ободьев с биением 1 мм оказалось 35%, с биением 1,5 мм — 65%.
2. Торцовое биение серийных ободьев колебалось в пределах 1—2 мм, при этом ободья с биением 1 мм составили 10%, с биением 1,5 мм — 40%, с биением 2 мм — 50%.
3. Радиальное биение экспериментальных ободьев колебалось в пределах 1—1,5 мм, при этом ободья с биением 1 мм составили 65%, с биением 1,5 мм — 35%.
4. Торцовое биение экспериментальных ободьев колебалось в пределах 1—1,5 мм, при этом ободья с биением 1 мм составили 60%, с биением 1,5 мм — 40%.

На основании результатов экспериментальных работ рекомендован измененный технологический процесс (рис. 2), который обеспечивает, по сравнению с существующим, более высокое качество ободьев, устранение трудоемких операций по абразивной зачистке, что позволяет механизировать и автоматизировать процесс.

УДК 621.74.045

Некоторые вопросы обжига форм в вакууме

И. Б. СОКОЛ, Н. С. СТАРИКОВА, Л. А. ЖИТКОВА

НИИТавтопром

ОБЖИГ форм в литье по выплавляемым моделям, осуществляемый с целью удаления органических веществ, и подогрев под заалку, обычно происходят при температурах 850—1100°C. При производстве машинностроительного литья из конструкционных углеродистых и низколегированных сталей для хорошей заполняемости и питания отливок достаточна температура формы 500—550°C [1]. Таким образом, высокая температура обжига необходима главным образом для выжигания органических веществ из оболочки. Поскольку формы в литье по выплавляемым моделям имеют низкую газопроницаемость, неполное удаление органических веществ (некачественный обжиг), как правило, приводит к газовым дефектам в отливках.

Выполненные в НИИТавтопроме эксперименты показывают, что при нагреве форм в вакууме можно обеспечить достаточно полную возгонку органических, газообразующих веществ при относительно низких температурах. Влияние температуры T и времени обжига в вакууме t на содержание углерода в керамике C в % и ее газотворную способность v_r показано на рис. 1 и 2.

Нагреву в вакууме (остаточное давление 5—7 мм рт. ст.) подвергались образцы оболочек, изготовленные на этилсиликате-32 по моделям из композиции Р-3. Модели при этом выплавлялись в горячей воде. Наполнитель суспензии — пылевидный кварц, присыпка, кварцевый песок. До обжига оболочка содержала 3,3% веса углерода и имела газотворную способность 46 см³/Г.

Содержание углерода в керамике определялось газообъемным методом, основанным на измерении объема CO₂, образующегося при сжигании навески в атмосфере кислорода. Трубочатая печь Марса нагревается до 1000°C. Углекислоту вместе с избытком кислорода собирают в эвдиометр для измерения объема газовой смеси.

Затем газовую смесь пропускают через концентрированный раствор едкой щелочи для поглощения углекислоты. Разность между первоначальным объемом газовой смеси и объемом после поглощения равна объему выделившейся при сжигании навески углекислоты. Качество углерода определяется по формуле

$$C = \frac{ak}{n} \% \text{ вес.},$$

где a — количество углекислоты по шкале эвдиометра;

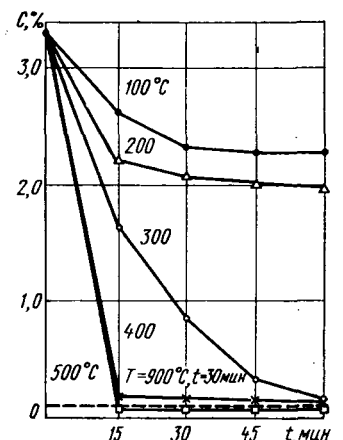


Рис. 1

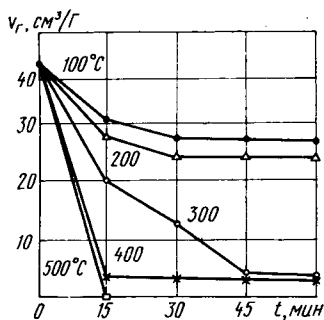


Рис. 2

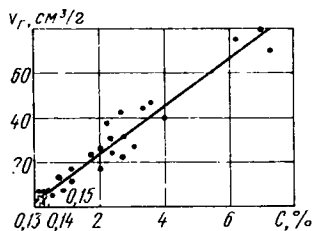


Рис. 3

k — поправочный коэффициент на температуру и давление;

n — навеска керамики в г.

Газотворная способность керамики определялась по следующей методике. Навеска керамики нагревалась в трубчатой печи Марса до 1000°C (большую температуру печь не обеспечивает, хотя это и желательно). Объем выделившихся газов измерялся мерной бюреткой емкостью 100 мл. При проведении исследований учитывалось расширение воздуха при нагреве во всей системе печи — холостой ход.

Газотворная способность керамики определяется по формуле

$$v_g = \frac{v_t - v_x}{n} \text{ см}^3/\text{г},$$

где v_t — объем газа, выделившийся при нагреве навески, в см^3 ;

v_x — значение холостого хода в см^3 .

Для сравнения была проанализирована керамика, прокаленная в муфельной печи при температуре 900°C в течение 30 мин. В ней содержалось 0,096% веса углерода, а газотворная способность по описанной методике составила 0,0.

В связи с тем, что исходный вакуум даже при температуре 500°C (рис. 1 и 2) устанавливался только через 15 мин, меньшее время обжига не экспериментировалось.

Установлена линейная зависимость между содержанием углерода в керамике и ее газотворной способностью (рис. 3). Применение вакуума позволяет осуществить ускоренный, низкотемпературный, безопочный обжиг форм, изготовленных из кварцевых материалов на этилсиликате, без образования трещин в керамике. Это объясняется тем, что при обжиге в вакууме температура формы ниже температуры модификационного превращения кварца.

При вакуумном обжиге жидкостекольных форм можно ожидать улучшения качества отливок, так как размягчение оболочки начинается примерно с 800°C [2].

Формы, обожженные в вакууме, могут формироваться горячими и заливаться или могут складироваться, а затем, по мере надобности, подогреваться до $500\text{--}550^\circ\text{C}$ под заливку (например, на агрегате обжига, заливки и охлаждения модели 675А).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бидуля П. Н., Королев В. М., Степанов В. М. — «Литейное производство», 1961, № 8.
2. Семенов А. А., Алексеев Ю. П. — «Литейное производство», 1969, № 11.

УДК 621.77

Изготовление гофрированных поверхностей нагрева высокой компактности методом проката

В. В. РОЖДЕСТВЕНСКИЙ, Е. Г. ШУМСКИЙ

Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время гофрированные пластинчатые поверхности нагрева малых эквивалентных диаметров, отличающиеся высокой компактностью (до $6000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ и выше), находят широкое применение в теплообменной аппаратуре самого различного технического назначения [1—3].

К настоящему времени в процессе изготовления компактных пластинчатых набивок гофрированного типа намечились три основных пути: метод поканальной штамповки, метод проката листового материала между шестернями-валками, метод гибки. С точки зрения удовлетворения основных производственных задач и особенно обеспечения выпуска большого числа теплообменников для заданных типов изделий (серийное производство) наиболее предпочтительным является второй путь — метод проката, который превосходит по производительности первый и третий методы в несколько раз (5—10 раз и выше). Это объясняется главным образом принципом непрерывности процесса, заложенным в основу метода проката. Например, сравнение по производительности технологического процесса изготовления гофров методом проката, разработанного в Московском автомеханическом институте, с изготовлением при помощи лучших зарубежных полуавтоматов поканальной штамповки (имеется в виду штамповка поочередно одного канала за другим) показало, что даже при умеренных скоростях вращения шестерен-валков — 50 об/мин и длине шестерен 100 мм метод проката превосходит в 1,5—2 раза. При этом рассмотренные полуавтоматы имели предельную производительность, тогда как у метода проката имеются широкие резервы по увеличению производительности, например, за счет увеличения радиальных и линейных размеров шестерней-валков, повышения скорости проката и т. д. Кроме того, полуавтоматы и автоматы значительно сложнее и во много раз превышают по стоимости. Поканальная штамповка с использованием прессов еще более значительно уступает по производительности методу проката. Прессы занимают также большие производственные площади. Изготовление гофров малой высоты $h_r = 0,5\text{--}0,7 \text{ мм}$ поканальной штамповкой вообще затруднительно. Опыт показывает, что методом проката можно изготовить гофры практически с любой высотой.

Таким образом, метод проката является наиболее технологичным и перспективным приемом изготовления компактных

гофрированных поверхностей, так как выгодно отличается рядом преимуществ от существующих методов: более высокой производительностью процесса; низкой стоимостью оборудования (не требуется применять весьма дорогие штампы, эксплуатировать прессы, сложные полуавтоматы и т. д.); универсальностью; требуется меньшая производственная площадь; простотой конструкции оснастки и обслуживания; возможностью получения практически любого значения эквивалентного диаметра матрицы в широком диапазоне 0,4—3,0 мм с высокой компактностью $\Omega = 6000\text{--}2000 \text{ м}^2/\text{м}^3$.

Принципиальная схема изготовления пластинчатых набивок указанным методом и конструктивная схема универсального приспособления представлена соответственно на рис. 1 и 2.

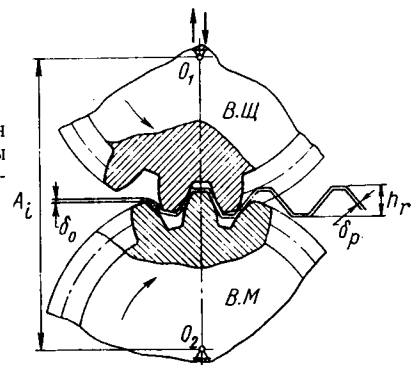


Рис. 1. Принципиальная схема проката ленты между шестернями-валками

Плоская лента первоначальной толщины δ_0 , прокатанная между шестернями-валками (В.Ш. и В.М.), вследствие пластических деформаций приобретает гофрированную форму высотой h_r и конечную толщину δ_p (рис. 1). Плавающая опора 1 с помощью нажимных болтов 2 позволяет регулировать межцентровое расстояние A_i (рис. 1) и тем самым настраивать приспособление на получение заданной высоты канала для выбранной пары шестерен-валков.

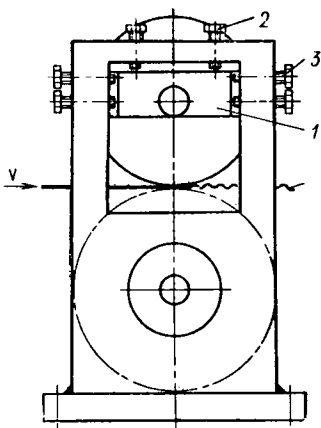


Рис. 2. Технологическая схема изготовления оребренных поверхностей методом проката

Плавающие опоры представляют собой стальные пластины толщиной 30 мм с выполненными отверстиями под шарикоподшипники и фланцами для осевой фиксации. Они в сборе с шарикоподшипниками, валом и надетой на него шестерней вставлялись в специальные окна прямоугольного сечения обоих стоек приспособления

УППН-2-МАМИ. Верхняя плоскость опор 1 (рис. 2) со стороны каждой стойки фиксировалась тремя нажимными болтами 2. Максимально возможное перемещение опор 1 в радиальном направлении вдоль осей стоек составляло на приспособлении УППН-2-МАМИ 87 мм, что обеспечивало универсальность конструкции. Это позволяло использовать на одном и том же приспособлении любое число пар шестерен-валков с наружными диаметрами от 60 до 146 мм.

Помимо универсальности и возможности настраивать приспособление на получение заданной высоты гофра, перемещением плавающей опоры 1 можно добиться частичной компенсации технологических ошибок в изготовлении шестерен-валков и деталей приспособления и при выполнении соответствующих регулировок болтами 2 можно получать приемлемые отклонения высоты гофров. Это, в свою очередь, способствует избежанию ряда нежелательных явлений: «увода» ленты, ее обрыва и нарушения непрерывности процесса изготовления в целом. Предшествующий опыт показал, что при отсутствии плавающих опор (все опоры «заперты») даже при очень высокой точности изготовления шестерен и деталей приспособления, указанных явлений часто не удается избежать (особенно при большой длине зубьев шестерен-валков $L > 80 \div 100$ мм и при мелких модулях зацепления $m = 0,4 \div 0,6$ мм). По этим же причинам в отличие от приспособления УППН-1-МАМИ в конструкции УППН-2-МАМИ была предусмотрена возможность «плавания» опоры 1 в тангенциальном направлении за счет обеспечения предварительных зазоров между боковыми поверхностями опор 1 и направляющими поверхностями осей стоек, которые выбирались в процессе отладки режимов проката соответствующим регулированием фиксирующими болтами 3 (рис. 2). Регулированием болтами 3 достигалась приемлемая параллельность боковых поверхностей зубьев шестерен-валков.

Все сопрягаемые детали приспособления были изготовлены по 2-му классу точности, а шестерни-валки по 7-му классу точности. Использовались однорядные шарикоподшипники нормального класса точности № 205. Валы соединялись с шестернями-валками по напряженной посадке, при этом гарантировался минимальный натяг 5—10 мкм методом пригонки сопрягаемых деталей. Крутящий момент с ведущего вала на шестерню-валок передавался круглой шпонкой.

Были изготовлены восемь пар стандартных шестерен-валков (материал — сталь 40Х, термообработка — нормализация) с модулями m , равными 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 1,0; 1,25 мм. Числа зубьев составляли: для $m = 0,3 \div 0,7$ мм $z = 200$, а для остальных значений модуля соответственно 180; 144 и 114. Длина зуба у всех шестерен-валков была постоянной и равнялась 110 мм.

В зависимости от режима внедрения зубьев шестерен-валков, что обеспечивалось регулировкой межцентрового расстояния A_i (рис. 1) болтами 2 (рис. 2), прокатанные гофры имели две различные конфигурации каналов (рис. 3): трапецидальную (при средней и максимальной высоте гофров) и синусоидальную (при минимальной высоте). Технологический процесс проката ленты из стали 1Х18Н9Т толщиной 0,1 мм проводился на двух основных режимах: максимального и минимального внедрения зубьев шестерен-валков. Под режимом максимального внедрения подразумевалось такое внедрение, при котором напряжения в ленте были близки к допускарным, но еще сохранялась необходимая механическая прочность ленты, т. е. случай получения максимально возможной высоты гофра. В случае минимального внедрения зубьев имелось в виду получение наименьшей высоты гофра, при которой еще было возможным выдерживать приемлемое расхождение между углами β_1 и β_2 (до 5—8°) при вершине гофра (рис. 3). Указанные режимы обеспечивались настройкой приспособления УППН-2-МАМИ болтами 2 и 3 (рис. 2).

Опыт показал, что для изготовления гофрированной поверхности с каналами, геометрические параметры которых имели бы приемлемые технологические отклонения, необходимо тщательно настраивать приспособление, проводя соответствующее регулирование и контролируя. На приспособлении УППН-2-МАМИ это выполнялось следующим образом. Для выбранной пары шестерен-валков сначала проводилось грубое регулирование на заданную высоту гофра болтами 2. Затем прокатывалось несколько лент, измерялась высота гофров на обоих концах по длине канала микрометром, а также выполнялся визуальный осмотр каналов. Далее болтами 2 высота гофра по обоим концам выравнивалась и приближалась к заданной величине, а болтами 3 исправлялся «увод» ленты вследствие перекосов осей шестерен-валков. После соответствующих корректировок болтами 2 и 3 прокатывалась некоторая партия гофров, высота которых измерялась в девяти сечениях по фронту и в трех — по длине каналов. Затем геометрия некоторых образцов измерялась на большом инструментальном микроскопе. После измерения геометрических параметров проводилась окончательная отладка приспособления и на заданный режим проката. Во время процесса изготовления особое внимание уделялось точности разметки гладкой заготовки ленты, ее заправки в зацепление и устранению заусенцев. Опыт показал, что при выполнении этих требований гофрированные поверхности можно изготавливать с минимальными заусенцами, которые можно удалить наждачной бумагой. А при назначении ширины гофрированной ленты, меньшей длины зуба инструмента, хотя бы на 5—7 мм на сторону, и при хорошей отладке приспособления заусенцы практически можно избежать.

После отладки приспособления на каждом из режимов и с указанными модулями шестерен-валков изготавливались партии образцов по 50 шт. для каждого значения модуля.

Геометрические характеристики каналов образцов (рис. 3 — h_r , t , r , S_e , β_1 , β_2) измерялись в девяти сечениях по фронту. Фиксировались также длина гладкой ленты (заготовки) до проката $b_{р.л}$, а после проката фронтальный размер матрицы (оребренной поверхности) $b_{ор}$. Далее измеренные значения геометрических параметров осреднялись сначала по каждому отдельному образцу, а затем суммировались и осреднялись по всей партии. Точность измерений на большом инструментальном микроскопе лежала в пределах: при измерении высоты и шага ± 5 мкм, угла $\pm 3^\circ$, радиуса скругления ± 7 мкм и ширины площадки ± 5 мкм.

Было установлено, что при указанных регулировании и настройке приспособления на режим максимального внедрения для всех партий гофров максимальные отклонения высоты гофров по ширине фронта составили $\Delta h_1 = 0,06 \div 0,04$ мм, по длине канала $\Delta h_2 = 0,05 \div 0,03$ мм, а отклонения углов при вершине (разность между углами β_1 и β_2) $\Delta \beta = 5 \div 6^\circ$. При этом большие значения отклонений соответствовали большим значениям модулей шестерен-валков. На режиме минимального внедрения эти отклонения составляли: $\Delta h_1 = 0,08 \div 0,06$ мм, $\Delta h_2 = 0,055 \div 0,04$ мм, $\Delta \beta = 7 \div 8^\circ$. Большие значения их соответствовали более мелким модулям.

Следовательно, на режиме минимального внедрения на геометрические характеристики гофров преобладающее влияние оказывают упругие деформации ленты.

В целях увеличения коэффициента оребрения поверхностей и их компактности, в Московском автомеханическом институте были изготовлены и использовались в качестве инструмента корригированные шестерни-валки. Шестерни выполнялись из стали 40Х (термообработка — нормализация) с помощью специальных червячных фрез, имеющих увеличенную

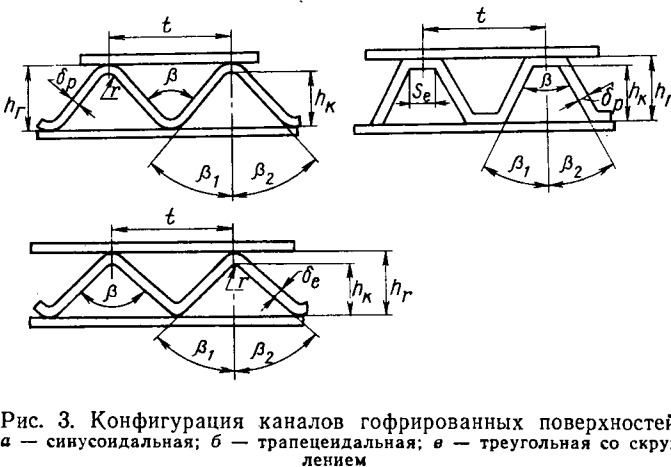


Рис. 3. Конфигурация каналов гофрированных поверхностей: а — синусоидальная; б — трапецидальная; в — треугольная со скруглением

высоту профиля зуба. Осуществлялось высотное корригирование шестерен с максимально возможной глубиной нарезки $h \geq 2,5$ т.

При прокатке ленты между корригированными шестернями-валками каналы гофров приобретают форму треугольника со скруглениями при вершине (рис. 3). Для каждого значения модуля в случае использования корригированных шестерней-валков высота гофров больше, а углы при вершине меньше, чем при использовании стандартного зацепления. Это приводит к повышению коэффициента оребрения $K_{ор.тех}$ и увеличению компактности поверхности нагрева. Поэтому треугольные гофры (рис. 3) имеют наибольшую компактность, чем трапециевидные и синусоидальные, если их сравнивать между собой при фиксированной высоте гофров. Сравнение при фиксированном эквивалентном диаметре показало, что наибольшей компактностью в этом случае обладают трапециевидные каналы, несколько им уступают треугольные, наименьшую имеют синусоидальные, что объясняется различиями для каждого вида канала законами изменения высоты гофра, коэффициентами оребрения и эквивалентным диаметром от модуля инструмента и режимов проката.

Для повышения точности гидравлических и тепловых расчетов проектируемых теплообменных устройств, собранных из гофрированных поверхностей нагрева, необходимо учитывать влияние технологических факторов данного метода изготовления на геометрические характеристики каналов [3 и 4]. Важной геометрической характеристикой, как известно, является эквивалентный диаметр канала d_a . Однако определение d_a связано с нахождением коэффициента оребрения $K_{ор}$. Технологическое значение коэффициента оребрения $K_{ор.тех}$ в нашем случае можно найти из выражения

$$K_{ор.тех} = \frac{b_{гд}}{b_{ор}} \quad (1)$$

Опытным путем было установлено, что уменьшение первоначальной толщины ленты δ_0 , происходящее вследствие ее вытягивания в процессе проката, незначительно и им можно пренебречь, т. е. считать $\delta_p \approx \delta_0$. Так, при $b_{гд} = 280 \div 140$ мм и $b_{ор} = 130 \div 150$ мм первоначальная толщина ленты δ_0 (из стали 1X18H9T) уменьшается после проката ($m = 0,4 \div 1,25$ мм

на различных режимах внедрения) в худшем случае на 3—5% ($\delta_p = 0,097 \div 0,095$ мм). Поэтому технологические значения коэффициента оребрения следует считать заниженными на 3—5% в сравнении с геометрическим значением $K_{ор}$ профиля гофра.

Однако, учитывая отклонения конфигураций каналов от номинальных (рис. 3), принятых в расчетах (синусоидальные, трапециевидные и треугольные), а также из-за неравномерности распределения толщины ленты по обводу каналов, что было установлено опытным путем, действительные значения коэффициента оребрения следует считать выше технологических на 4—7% (при сильных искажениях профиля и выше). При этом большие расхождения соответствуют режимам максимального внедрения и каналам, имеющим большее различие в значениях углов при вершине β_1 и β_2 (рис. 3). В отдельных случаях ошибка в определении d_a может достигать 7—9% и ею пренебрегать нельзя.

Таким образом, в производственных условиях с целью упрощения методики определения величины d_a и сокращения громоздкости расчетов с удовлетворительной точностью можно использовать следующую эмпирическую зависимость:

$$K_{ор.д} = (1,04 \div 1,07) K_{ор.тех} \quad (2)$$

где $K_{ор.д}$ — действительный коэффициент оребрения.

Зависимость (2) получена на основании опытного материала для гофров, изготовленных методом проката ($\delta_0 = 0,1$ мм; $m = 0,4 \div 1,25$ мм) как в случае применения стандартных, так и корригированных шестерней-валков.

Испытания указанных конструкций показали, что гофрированные поверхности отвечают предъявленным к ним требованиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коссов М. А. Автомобильные газотурбинные двигатели. Изд-во «Машиностроение», 1964.
2. Платонова С. Г. «Инженерно-физический журнал», 1964, № 9.
3. Рождественский В. В. Расчет геометрических параметров каналов пластинчатых паяных матриц. Труды НИИАвтоприборов. Вып. 8, 1968.
4. «Journal of Engineering for Power», 1970, № 1, с. 46—56.

УДК 621.757.001.2

Экспериментальная проверка траектории движения вала во втулке

А. В. ВОРОНИН, М. М. СТРЖЕМЕЧНЫЙ, Е. В. ПИСАРЕВ

Московский автомеханический институт

В СТАТЬЕ¹, опубликованной ранее, определены уравнения, которым подчиняется поведение вала при его сопряжении с втулкой. Указанные уравнения выведены при следующем допущении: геометрические размеры собираемых деталей идеальны.

В разных условиях на сборку поступают детали, имеющие разброс размеров, который должен укладываться в заданные на них допуски. Кроме того, собираемые детали имеют погрешности геометрической формы. Эти факторы могут сказаться на изменении траекторий движения деталей при сборке.

Чтобы определить возможности применения выведенных выражений к описанию сопряжения партии реальных деталей, проведена экспериментальная проверка. Эксперимент выполнялся на специально изготовленной установке. Представители собираемых деталей выбирались таким образом, чтобы охватить детали с диаметрами от 5 до 50 мм с зазорами в посадке от C_1 до X_5 . В результате эксперимента (рис. 1) установлено, что для партии деталей имеются явно выраженные граничные траектории, соответствующие максимальному и минимальному зазору в собираемой посадке. Сходимость граничных экспериментальных траекторий с расчетными высокая, относительная ошибка не превышает 3—5%, остальные траектории, соответствующие деталям в партии с различными размерами за граничные значения не выходят. Величина зазора собираемых деталей имеет определенные распределения плотности вероятности. Можно допустить с погрешностью

7,5%, что существует одна траектория для наиболее вероятного зазора в партии собираемых деталей по определенной посадке, приемлемая для описания всех траекторий в собираемой партии деталей. Эта траектория движения может быть принята в качестве расчетной при проектировании исполнительных механизмов автоматической сборочной позиции. Эта

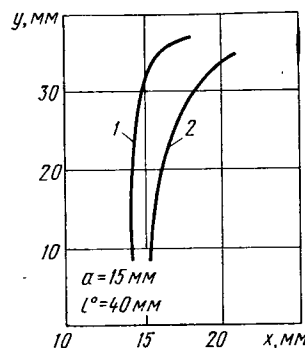


Рис. 1. Траектории сопряжения партии деталей (диаметр вала 45 мм): 1 — зазор в собираемой посадке 0,17; 2 — то же, 0,34

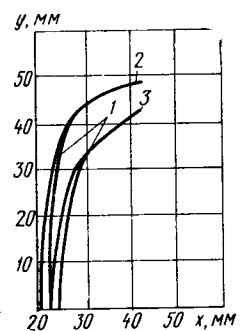


Рис. 2. Траектория сопряжения конического вала с втулкой диаметром 37 мм: 1 — конус $d_1 = 34$ мм, $d_2 = 35,5$ мм; 2 — вал диаметром 35,5 мм; 3 — вал диаметром 34 мм

¹ Воронин А. В., Писарев Е. В., Стржемечный М. М. «Автомобильная промышленность», 1972, № 9.

погрешность 7,5% является максимальной и соответствует зазору в посадке, равному 50 мм $A_5; X_5$. С уменьшением зазора в посадке и диаметра вала погрешность уменьшается. Проверка влияния погрешности геометрической формы собираемых деталей на форму траектории сопряжения проводилась на деталях с большим зазором (3 мм) с дифференцированной погрешностью формы в виде конусности (рис. 2), из методологических соображений и на реальных деталях с комплексной погрешностью формы, показанной на рис. 1.

Установлено, что если погрешность геометрической формы не превышает допуск на размер, то траекторию движения собираемых деталей можно описать уравнениями, приведенными в ранее опубликованной статье.

Таким образом, эта система уравнений позволяет описывать траекторию движения вала во втулке при выполнении сопряжения партии деталей с гарантированным зазором.

УДК 621.867

Шагающий конвейер с пневмоприводом

В. Ф. ВЕЙСМАН, Н. Е. СКАРЗОВ

Украинский заочный политехнический институт

НА МЕЛИТОПОЛЬСКОМ моторном заводе работает шагающий конвейер, связывающий испытательный участок сборочного цеха и склад сбыта готовой продукции. Он предназначен для транспортирования силовых агрегатов и двигателей автомобиля «Запорожец». Применение таких конвейеров на заводах автомобильной промышленности снижает трудоемкость технологических и транспортных операций, резко сокращает производственную площадь, занимаемую под сборку и транспортирование изделий, позволяет совмещать погрузочно-разгрузочные операции. Использование шагающих конвейеров на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева в моторном цехе для транспортирования коленчатых валов позволило легко встроить их в поточную автоматическую линию, значительно

Шагающий конвейер (рис. 1) состоит из неподвижной рамы 1, внутри которой перемещается подвижная рама 2 по опорным роликам 3 с помощью пневмоцилиндра 4 перемещения. Подвижная рама поднимается с помощью пневмоцилиндра 5, шток которого соединен тягой 6 с рычагами 7, расположенными на эксцентриковых валах, с помощью которых осуществляется подъем подвижной рамы с грузами. Для предотвращения бокового смещения подвижной рамы в конвейере предусмотрены направляющие боковые ролики 8. Опорные балки неподвижной рамы установлены на сварные тумбы 9. Грузы 10 подаются из испытательной станции сборочного цеха в склад сбыта готовой продукции. Для защиты помещения в зимнее время от проникновения холодного воздуха предусмотрена изолирующая заслонка 11, перекрывающая помещение сборочного цеха от склада сбыта готовой продукции, находящегося на открытом воздухе.

Заслонки поднимаются и опускаются при помощи механизма подъема с пневмоприводом. Пневматическая схема и принцип работы шагающего конвейера показаны на рис. 2. При включении кнопки «Пуск» воздух поступает одновременно в золотник 1 управления пневмоцилиндра 2 перемещения, в золотник 3 пневмоцилиндра 4 механизма подъема и в золотник 5 механизма подъема заслонки 6 с пневмоцилиндром 7. При этом срабатывает электромагнит золотника 3 и давление из сети поступает в штоковую долость пневмоцилиндра 4, шток которого соединен с рычагами 8, осуществляющими подъем по-

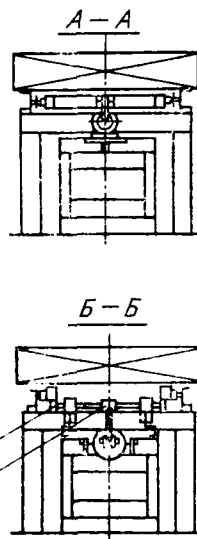
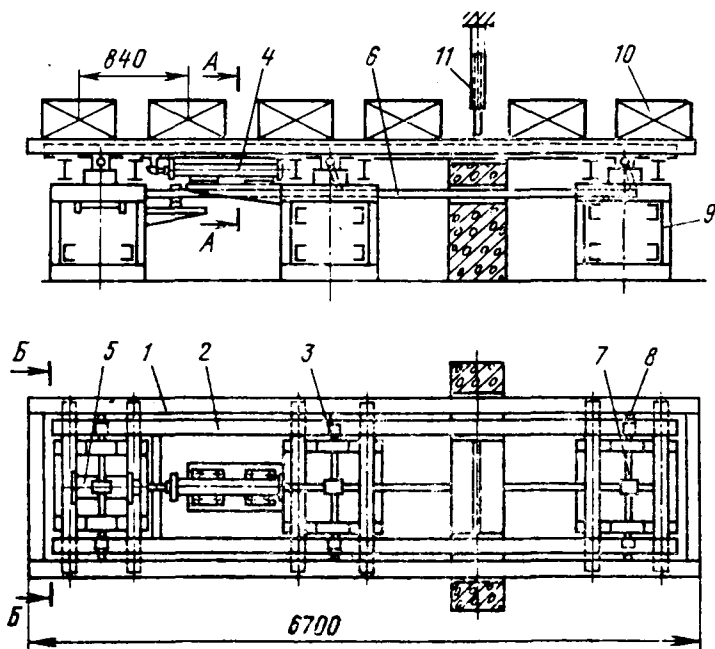


Рис. 1

сократить производственную площадь и уменьшить количество рабочих. Шагающие конвейеры применяются также для межоперационного транспортирования изделий на Харьковском заводе «Серп и молот» и для транспортирования грузов между агрегатами автоматических линий в моторном цехе Волжского автозавода.

Возможность выполнения точных регулировочных работ, поскольку испытываемый агрегат занимает устойчивое положение, позволяет использовать шагающие конвейеры на испытательных станциях автозаводов.

Простота конструкции шагающего конвейера, надежность в эксплуатации и небольшие габариты обеспечили внедрение на заводах этого вида напольного транспорта.

Шагающий конвейер имеет следующую техническую характеристику:

Грузоподъемность в кгс	1600
Вес одного груза в кг	200
Рабочий ход подвижной рамы в мм	850
Привод	Пневматический
Общая длина в м	6,7
Время перемещения в с	15'

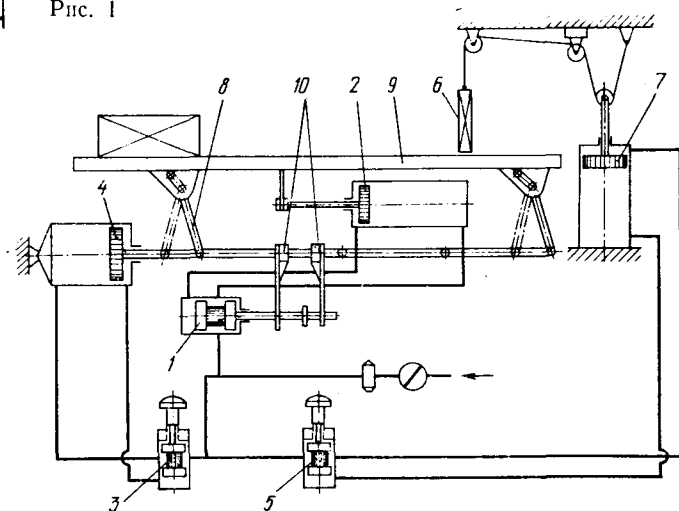


Рис. 2

Автомобильная промышленность № 4, 1973 г.

движной рамы 9 с помощью эксцентриков. На штоке жестко установлены упоры 10, перемещающие золотник 1 пневмоцилиндра 2 перемещения. В крайнем верхнем положении подвижной рамы упор 10 перемещает золотник 1 и давление из сети поступает в пневмоцилиндр 2 перемещения, который осуществляет рабочий ход подвижной рамы 9. В конце рабочего хода упор 10 переключает золотник 1 и давление из сети поступает через золотник 3 в пневмоцилиндр 4, опускающий подвижную раму 9.

Все управление шагающим конвейером осуществляется оператором с пульта управления в автоматическом или наладочном режиме.

Шагающие конвейеры можно рекомендовать в качестве транспортирующего устройства на складах, в литейных и сборочных цехах, на испытательных станциях, в термических, окрасочных и заготовительных цехах автомобильной промышленности.

Преимуществом шагающего конвейера в литейном цехе по сравнению с напольным тележечным транспортером является

отсутствие дорогой ходовой части, простота конструкции и возможность восприятия больших нагрузок. Периодичность движения конвейера позволяет лучше организовать подсушивание форм, установку стержней, сборку форм под заливку.

Шагающие конвейеры можно устанавливать на уровне пола цеха, что позволяет рекомендовать их в качестве межоперационного транспортирующего устройства для автоматических и полуавтоматических линий. В некоторых случаях, когда для размещения обычного горизонтально-замкнутого конвейера недостаточно площади, можно использовать шагающие конвейеры. Их можно рекомендовать в качестве технологического транспортного устройства, лимитированного заранее заданным темпом сборки или изготовления изделия.

При массовой сборке узлов и изделий автомобильной промышленности можно применять в качестве транспортного и технологического устройства шагающие конвейеры, сочетающие в себе достоинства подвижной и стационарной сборки и имеющие значительные преимущества перед другими сборочными конвейерами.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.113(430.1)

КОНЦЕРН ФОЛЬКСВАГЕН — ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Автомобильная промышленность № 4, 1973 г.

АВТОМОБИЛЬНЫЙ концерн Фольксваген в послевоенный период стал одной из ведущих автомобильных монополий не только в ФРГ, но во всем капиталистическом мире.

В 1971 г. концерн Фольксваген входил в число пяти крупнейших автомобильных монополий, занимая в этой «пятерке» третье место:

	Производительность
Дженерал моторс (США) . . .	5 760 322
Форд моторс (США)	2 819 077
Фольксваген (ФРГ)*	1 989 105 (в ФРГ)
Тойота моторс (Япония)	1 955 033
Ниссан моторс (Япония)	1 591 490

За 1970 г. акционерный капитал концерна Фольксваген возрос с 750 до 900 млн. западногерманских марок, а его годовой оборот в 1971 г. достиг 17 млрд. 310 млн. марок (табл. 1).

В 1972 г. руководство концерна впервые прибегло к среднесрочному и долгосрочному заимствованию средств. Это вызвано тем, что в 1970—1971 гг. концерн Фольксваген переживал финансовые затруднения, а также уменьшением доли фирмы в продаже автомобилей на внутреннем рынке ФРГ с 32 до 22%.

* Мировое производство концерна Фольксваген в 1971 г. достигло 2 334 000 автомобилей.

В целях решения финансовой проблемы руководство концерна пришло к выводу резко уменьшить капиталовложения путем уменьшения числа моделей, концентрируя все внимание на разработке четырех главных, с моторами водяного

В результате в 1971 г. дивиденды упали с 9,25 до 4,5 млн. западногерманских марок (табл. 1). Несмотря на эти затруднения, в 1971 г. были сделаны капиталовложения в сумме 1 млрд. 387 млн. западногерманских марок.

Таблица 1

Общие экономические показатели*

Показатели	1969 г.	1970 г.	1971 г.
Общий оборот средств концерна в млн. западногерманских марок	13 934	15 837	17 310
Оборот денежных средств в ФРГ	10 755	11 854	13 339
Процентное изменение	+21,0	+10,2	+12,5
Экспортная доля в %	62,6	59,1	61,5
Мировое производство концерна (в тыс. шт.)	2 094	2 215	2 354
Сбыт в тыс. шт.:			
: общий	2 087	2 207	2 317
: легковых автомобилей	1 554	1 920	2 044
: грузовых автомобилей и микроавтобусов	* 270	267	273
Число работающих на заводах концерна	140 000	155 000	160 000
Акционерный капитал в млн. западногерманских марок	750	900	900
Инвестиции в млн. западногерманских марок	802	1 287	1 387
Дивиденды в млн. западногерманских марок	9,25	9,25	4,5
Прибыль на каждую акцию в западногерманских марках	29,5	18,0	7,5

* „Wirtschaftswoche“, № 26, 30.VI.72, с 87.

охлаждения и передним приводом, с применением единой технологии и системы взаимозаменяемых деталей.

Это повлечет за собой, видимо, и перестройку работы предприятий концерна, а также кооперирующихся с ним заво-

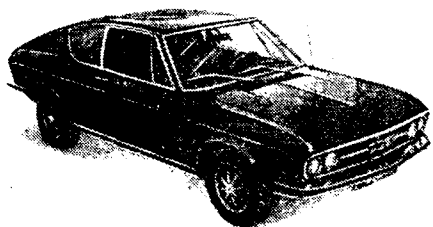


Рис. 1. Ауди-100 купе С

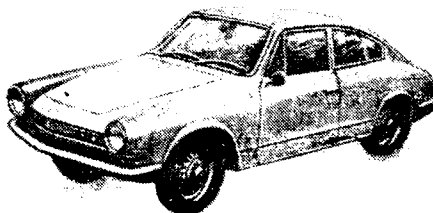


Рис. 2. NSU Ро 80 (с роторным двигателем)



Рис. 3. NSU 1000 С

Модели автомобилей, изготавливаемых заводами концерна Фольксваген и некоторыми его филиалами

Фирма-изготовитель	Модель	Мощность двигателя в л. с.
Ауди-НСУ г. Ингольштадт и г. Нескарсульм (ФРГ)	Ауди: 60—60л—60 вариант; 60 экспорт—60л—экспорт—60 вариант экспорт; 75л—75 вариант; супер—90; 100—100с—100 лс—100 купе С (рис. 1)	66—115 (в зависимости от модели)
Фольксвагенверке АГ, г. Вольфсбург (ФРГ)	НСУ: Принц 4л—1000 С—ТТ—ТТС—1200—1200С—Ро—80 (рис. 2, 3, 4) Фольксваген: 1200 (рис. 5) 1300—1300л—1302—1302л—1302с—1302 лс кабриолет; Карманн-Гиа Купе (рис. 6) и Карманн-Гиа Кабриолет; 181; 1600—1600л—1600Т—1600 вариант—1600л—вариант; 411Е—411ЛЕ; К—70	30—115 (Ро80 — с роторным двигателем) 44—90 (в зависимости от модели)
Фольксваген до Бразил, г. Сан-Бернарду ду Кампо (Бразилия)	Фольксваген: 1300—1500; 1600 Карманн-Гиа Купе—1600 Карманн-Гиа Кабриолет 1600 ТЛ—1600 Седан—1600—вариант; 1600 Карманн-Гиа ТС	38—54 (в зависимости от модели)
Фольксваген-Порше Гмбх, г. Людвигсбург (ФРГ)	Фольксваген-Порше 914; Фольксваген-Порше 914/6; Фольксваген-Порше 914/6 Рали	80—210 (в зависимости от модели)
Фольксваген де Мехико (Мексика)	Фольксваген (две модели легковых автомобилей и запасные части к ним для экспорта в другие страны Латинской Америки)	—

дов других фирм, с которыми Фольксваген тесно связан.

На своих заводах в ФРГ концерн изготавливает до 70% деталей автомобилей. Все остальное оборудование поставляется в порядке кооперирования. Так, например, холоднокатаную листовую или ленточную сталь поставляют в основном металлургические заводы Западной Германии, а также частично США и некоторые другие страны. Магний покупается в США, Норвегии и Италии. Электрооборудование и арматуру поставляют заводы Сименса. Концерн Фольксваген старается также приобретать в США, насколько возможно, такие детали, как передние фары, шины и оконные стекло.

Принципы кооперации и разделения труда широко применяются внутри концерна. Так, например, сборка автомобилей в ФРГ ведется в основном на главном заводе в Вольфсбурге, а другие его предприятия (заводы в Ганновере, Брауншвейге, Касселе, Эмдене) только поставляют моторы, коробки передач, передние и задние оси. На некоторых из них частично ведется и сборка автомобилей.

В последние годы концерн расширил сеть своих предприятий в ФРГ путем приобретения акций двух малых автомобильных фирм: Ауто-Унион Гмбх и НСУ Моторенверке АГ. Сначала на базе слияния этих фирм в 1969 г. была создана новая фирма Ауди-НСУ-Ауто-Унион как филиал, 60% акций которого принадлежали концерну Фольксваген. Однако вскоре были приобретены и остальные акции. Это сказалось на финансовом положении концерна.

В настоящее время в систему предприятий концерна Фольксваген в ФРГ входят и заводы его филиала Ауди-НСУ, расположенные в городах Ингольштадт, Нескарсульм, Хейльбронн и Нойенштейн.

Концерн имеет большую сеть зарубежных филиалов и дочерних компаний. В их число входят: Фольксваген ду Бразил, в Бразилии, выпускающий до 300 тыс. автомобилей в год; Фольксваген де Мехико в Мексике, выпускающий до 40 тыс. автомобилей в год; Мотор Перу (Фольксваген), выпускающий примерно до 2000 автомобилей в год. Кроме того, предприятия Фольксваген расположены в Южной Африке и в Австралии.

На европейском континенте концерн Фольксваген имеет акционерное общество в Бельгии под названием Фольксваген-Брюссель С. А., возникшее в 1970 г. на основе соглашения с бельгийской фирмой А.Эд'Иетеран фрер С. А. (для выпуска легковых автомобилей). В этом акционерном обществе 65% капитала принадлежат концерну Фольксваген.

В Испании концерн Фольксваген имел свой филиал Имоса. Недавно произошло слияние Имоса с испанским филиалом фирмы Даймлер-Бенц. В результате этого слияния в Испании возникло объединение — Компания Испано Алемана де продуктес Мерседес-Бенц и Фольксваген С. А. с капиталом в 972 млн. пезет (48 млн. западногерманских марок). На долю Фольксваген и Даймлер-Бенц приходится соответственно по 25% акционерного капитала. Остальная часть принадлежит испанским акционерам. Программой производства заводов новой компании предусматривается выпуск грузовых автомобилей грузоподъемностью от 1 до 2,5 тс.

В Югославии Фольксваген ведет строительство завода для производства легковых автомобилей (типа Битл—«Жук») с проектной мощностью 60 тыс. автомобилей в год и необходимого количества запасных частей и узлов.

Концерн предполагает строить завод легковых автомобилей (типа Битл—«Жук») в столице республики Нигерия — Лагосе.

Кроме изготовления автомобилей и их реализации концерн Фольксваген занимается сдачей автомобилей в долгосрочную аренду. В связи с этим в 1966 г. была создана компания под названием Фольксваген-Лизинг Гмбх являющаяся 100%-ным дочерним предприятием концерна. Фольксваген-Лизинг Гмбх сдает в аренду все варианты легковых и грузовых автомобилей. Виды аренды различные.

По сообщениям печати ФРГ, масштабы деятельности этой компании по сдаче автомобилей в долгосрочную аренду расширяются. Основной моделью являются по-прежнему «Битл» и «Карманн-Гиа». В 1971 г. их было выпущено 1 млн. 292 тыс. шт. Автомобилей других моделей было изготовлено 1 млн. 58 тыс. шт.

В течение трех последних лет был создан десяток различных типов автомобилей (табл. 2) с передним расположением двигателя воздушного охлаждения, с задним расположением двигателя водяного охлаждения, с ротационно-поршневым двигателем, с передним приводом и с задним приводом. Однако ни одна из новых моделей (ФВ-411 и К-70 и др.), за исключением Ауди-100 (рис. 1), не пользовалась большим спросом.

Конструкторы концерна Фольксваген разрабатывают новый легковой автомобиль с приводом на передние колеса и с двигателем водяного охлаждения.

Новый автомобиль предполагается изготавливать с двигателем рабочим объемом 1100, 1300 и 1500 см³. Этот автомобиль будет окончательно готов не ранее 1974 г.

В 1972 г. выпущен автомобиль Ауди 100 LS с передней ведущей осью и с двигателем рабочим объемом 1875 см³ вместо 1760 см³.

В связи с постановкой вопроса о создании экспериментального безопасного автомобиля (ESV), руководство концерна Фольксваген объявило, что им

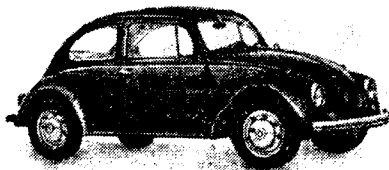


Рис. 4. Фольксваген 1200 (Битл—«Жук»)

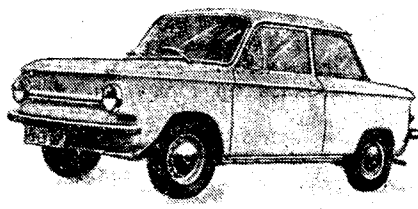


Рис. 5. НСУ-Принц 4Л

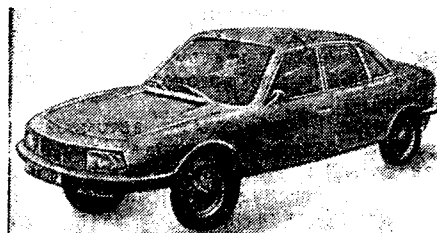


Рис. 6. Фольксваген Карманн-Гиа ТС

Рост производительности труда за 1959—1971 гг.

Показатели	1959 г.	1960 г.	1969 г.	1970 г.	1971 г.
Количество выпущенных автомобилей в тыс. шт.	696,8	865,8	2094	2215	2354
Общее число рабочих и ИТР, занятых в производстве автомобилей	54,44	64,14	140	155	160
Производительность в единицах условной производительности	12,8	13,9	14,9	14,3	14,7

начала разработка конструкции такого автомобиля с двигателем рабочим объемом 2000 см³.

В окончательном варианте безопасный автомобиль, по-видимому, будет представлять собой четырехместный и четырехдверный кузов типа седан с носовой частью, равной по длине передней части модели ФВ-411, и «трехслойной» конструкцией кузова.

В качестве других элементов безопасной конструкции имеется в виду применить ко-пилот-механизм, выравнивающий кузов автомобиля при воздействии на него бокового ветра и внезапных крутых поворотов в дороге. Вместо зеркала заднего вида предлагается поставить перископ, а также ввести ремни безопасности и пневмомешки.

Однако в ближайшее время основной продукцией концерна, по-видимому, останется легковой автомобиль типа Битл—«Жук» — самая популярная модель в течение многих лет. Например, в феврале 1972 г. с конвейера сошел 15-миллионный Битл—«Жук».

Автомобильные монополии, в том числе и «Фольксваген», держат в секрете свои данные об издержках производства, т. е. о величине себестоимости продукции и о методах ее снижения. Поэтому степень роста производительности труда на заводах концерна Фольксваген можно оценить и измерить в единицах так называемой «условной производительности», т. е. количеством выпускаемых автомобилей, приходящихся на одного работающего (табл. 3).

В целом по автопромышленности ФРГ темпы роста издержек производства в 1972 г. увеличивались быстрее в 2—3 раза, чем производительность труда. Так, например, за период с 1965 по 1972 гг. расходы на заработную плату в автомобильной промышленности выросли приблизительно на 58%, в то время как производительность труда по оценкам увеличилась всего на 20%.

Как видно из табл. 3, условная производительность, почти достигнув 15 ед. в 1969 г., снизилась в 1970 и 1971 гг., что вполне объясняется длительной рационализацией производства на предприятиях концерна Фольксваген.

В настоящее время свыше 50% производимых в ФРГ автомобилей идет на экспорт. Для концерна Фольксваген

вопрос расширения его экспорта является постоянно действующей проблемой; над которой приходится работать с каждым годом все интенсивнее, так как увеличиваются требования к конструкции и качеству автомобилей и усиливается конкуренция, в особенности со стороны японских автомобильных фирм.

Общий годовой оборот концерна Фольксваген (по продаже автомобилей) ежегодно растет, так, например, в 1970 г. было продано во всем мире автомобилей на сумму 15,8 млрд. западногерманских марок, а в 1971 г. — 17,3 млрд. западногерманских марок (см. табл. 1).

В 1972 г. концерн предполагал сохранить продажу автомобилей на мировом рынке на уровне 1971 г. (примерно 2,2 млн. шт.). Основная часть продукции реализуется в ФРГ и США, куда за послевоенные годы было экспортировано более 5 млн. автомобилей. Однако в связи с сокращением сбыта автомобилей в США и ФРГ руководство концерна принимает меры, чтобы компенсировать это за счет увеличения продажи автомобилей в Бразилии, а также на некоторых европейских рынках, прежде всего в Англии, Франции и Италии.

По экспорту автомобилей концерн занимает в ФРГ первое место. Его экспорт распространяется почти на весь капиталистический мир, чему способствует широкая сеть сбытовых пунктов и станций материально-технического обслуживания. В 140 странах концерн имеет более 9000 агентов; кроме того — 6000 агентов его дочерней фирмы Ауди-НСУ.

Для перевозок своей продукции морским путем концерн Фольксваген имеет самый большой в мире частный океан-

ский флот, насчитывающий 70 кораблей водоизмещением свыше 1 млн. т.

Кроме сбытовых пунктов и станций материально-технического обслуживания концерн имеет в некоторых странах сбытовые фирмы, являющиеся его филиалами, которые проводят большие торговые операции. Наиболее крупным филиалом является Фольксваген оф Америка Инк., находящийся в г. Энгилвуд-Клиппс, в США. Его акционерный капитал составляет 1 млн. американских долларов. Эта дочерняя сбытовая фирма ведет крупные торговые операции по продаже автомобилей, тем более, что экспорт машин концерна Фольксваген в США вновь увеличился и во второй половине 1972 г. составил 48 тыс. шт. в месяц против 21 тыс. шт. в месяц зимой 1971—1972 гг.

В своей деятельности концерн Фольксваген связан примерно с 5000 других фирм и надо полагать, что и в дальнейшем он сохранит свою роль ведущей автомобильной монополии ФРГ.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Wirtschaftswoche», 30.VI.1972, № 26, с. 87; 28.I.1972, № 4, с. 61—62.
2. «Financial Times», 16.X.1972.
3. «Fortune», № 3, III.1972, с. 81—86, 98—105.
4. «Automobile International», IV.1972, p. 11—12.
5. «Financial Times», 10.IX.1971, p. 7.
6. «Automotive Industries», № 10, 15.XI.1971, p. 1—2.
7. «Automobil Revue», 17.XII.1970.
8. «Uraffhand», VII.1971. (ФРГ).
9. «Der Volkswirt», 22.V.1964, № 21, 10.VII.1964, № 28, 14.V.1965, № 19.

Канд. экон. наук М. А. КЛЕМЕНТЬЕВ

НОВЫЙ АМЕРИКАНСКИЙ АВТОМОБИЛЬ ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ ТИПА 6×6

АМЕРИКАНСКОЙ фирмой LTV изготовлен двухсекционный сочлененный автомобиль высокой проходимости типа 6×6, предназначенный для перевозки людей и грузов в условиях бездорожья и при преодолении водных преград.

Опытные образцы автомобилей прошли несколько видов испытаний. Так, в 1963 г. этот автомобиль вместе с другими экспериментальными и серийными автомобилями проходил длительные испытания на надежность работы и проходимость в условиях бездорожья

и оказался единственным успешно прошедшим эти испытания. Общий пробег каждого автомобиля при испытаниях составил свыше 40 тыс. км.

Разработка, изготовление и испытание автомобилей продолжалось с 1963 по 1969 гг.

Массовое производство автомобилей типа 6×6 (рис. 1) началось в 1969 г. американской фирмой Дизель электрик.

Автомобиль состоит из двухосного тягача и одноосного прицепа со всеми ведущими колесами. Соединяются они специальным быстродетвующим шар-

нирным устройством, что позволяет, в случае необходимости, использовать переднюю секцию в качестве одиночного автомобиля или тягача для буксировки другого транспортного средства.

Сохранены основные конструктивные решения, которые были у его прототипа Гама-Гоут, изготовленного фирмой LTV в 1960—1962 гг. Однако новая модель значительно отличается от старой: деталями, размером, весом и другими показателями.

В целях снижения собственного веса каркасы передней и задней секций авто-

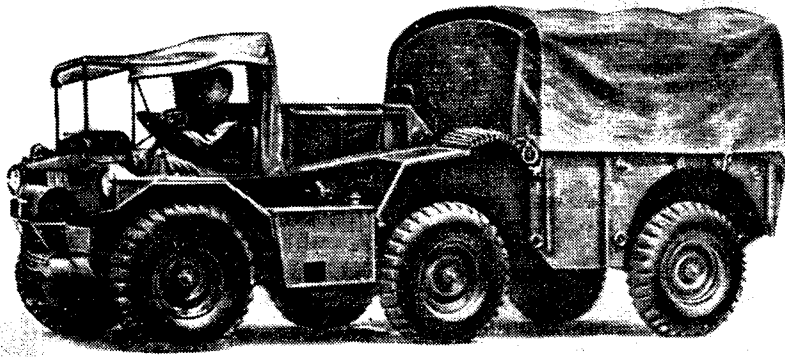


Рис. 1. Общий вид двухсекционного сочлененного автомобиля 6×6.

мобилиа, а также листы обшивки кузовов выполнены из алюминиевых сплавов. Литые и штампованные детали соединены с каркасами болтами или приваркой. Листы пола приварены к продольным брусам каркаса. Пространство между листами пола и нижней частью каркаса для обеспечения плавучести заполнено губчатым полиуретаном плотностью 32 кгс/см³. Все агрегаты автомобиля, которые при движении на плаву погружаются в воду, выполнены герметичными. Просочившаяся в автомобиль вода откачивается электронасосом, смонтированным на тягаче.

Кузов является несущей конструкцией. На нем установлен двухтактный трехцилиндровый дизель с алюминиевым блоком и головкой цилиндров модели GM 3-53. Расположение цилиндров — рядное, охлаждение — жидкостное. Рабочий объем цилиндров 2,605 л, степень сжатия 21. Мощность двигателя 103 л. с. при 2800 об/мин, крутящий момент 30,0 кгс·м при 1500 об/мин. Емкость системы охлаждения 18 л, а оптимальная температура охлаждающей жидкости 70—90°С. Двигатель может работать на дизельном топливе и на топливе для реактивных двигателей.

Двигатель, коробка передач, раздаточная коробка и система охлаждения представляют единый силовой агрегат, который собирается отдельно и устанавливается на шасси тягача (рис. 2), на четырех кронштейнах.

Общая длина автомобиля 5725 мм (у опытных образцов 5620 мм), ширина 2135 мм. Свободная ширина кузова прицепа между надколесными нишами 1320 мм, что позволяет разместить в нем два стандартных контейнера. Длина кузова прицепа 2240 мм. Суммарная полезная площадь грузовых платформ тягача и прицепа 4,65 м².

Конструкция сочленения обеспечивает надежный контакт с грунтом всех шести колес автомобиля при движении по сильно пересеченной местности. В результате значительно уменьшены напряжения скручивания в элементах кузова и обеспечивается максимально возможное тяговое усилие.

Узел сочленения передней и задней секций дает возможность прицепу перегибаться в вертикальной плоскости вокруг горизонтальной поперечной оси относительно тягача на угол $\pm 40^\circ$ и поворачиваться относительно тягача вокруг продольной горизонтальной оси на угол $\pm 30^\circ$. Кроме того, централь-

ная (средняя) ось в сборе может качаться и поворачиваться относительно рамы тягача на угол $\pm 15^\circ$, независимо от деформации подвески (рис. 3). Однако угловые перемещения прицепа относительно тягача в горизонтальной плоскости не допускаются во избежание их складывания при движении по скользкой дороге, при торможении автомобиля и при заднем ходе.

На рис. 4 приведены сцепное устройство и центральная ось автомобиля. Сцепной кронштейн тягача, имеющий ограничители угловых перемещений прицепа в вертикальной плоскости, соединен с профильной вилкой прицепа двумя пальцами и проушинами. Соединительная вилка установлена на радиально-упорных подшипниках, обеспечивающих прицепу поворот вокруг продольной оси.

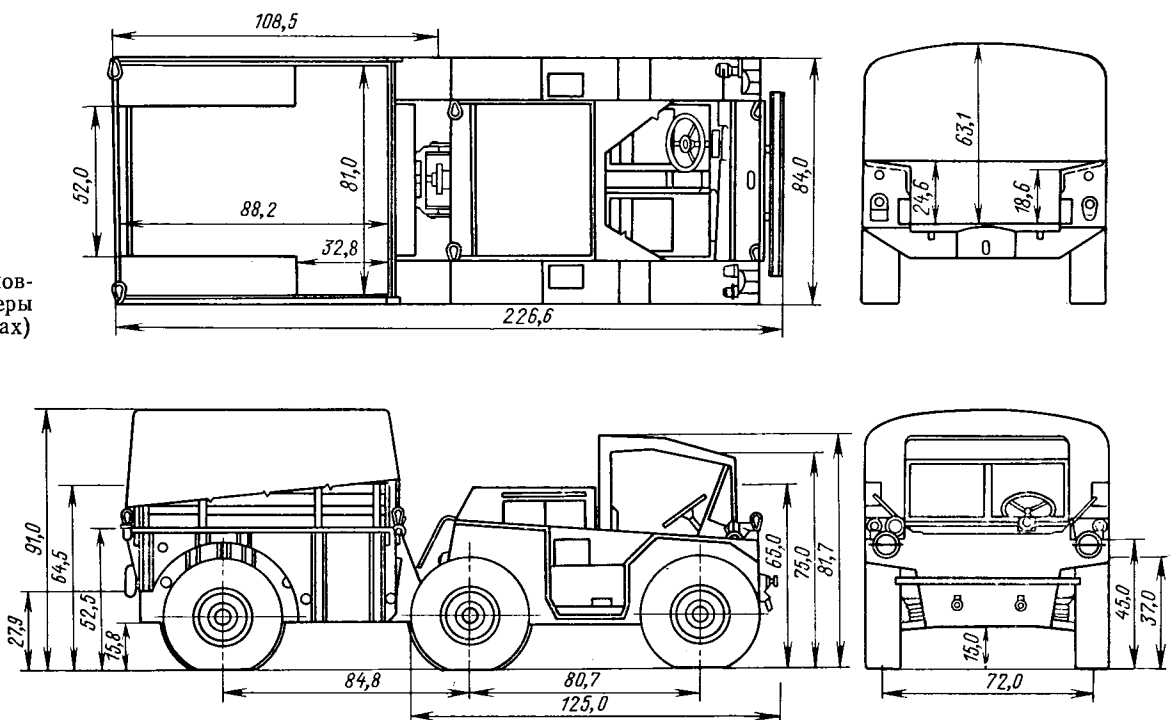
Поскольку поворот автомобиля обычным для сочлененных автомобилей способом невозможен, то для обеспечения легкости управления автомобилем колеса передней и задней осей выполнены поворотными. Они соединены в пределах каждой оси рулевыми трапециями (рис. 5). Передаточное отношение рулевого механизма равно 24, а радиус поворота автомобиля — 8,9 м.

При движении автомобиля на подъеме такая схема управления дает положительный эффект, так как уменьшение нагрузки на передние управляемые колеса компенсируется ее увеличением на задние управляемые колеса.

Подвеска всех колес автомобиля — независимая. Роль упругого элемента для передних колес тягача и колес прицепа выполняют цилиндрические пружины и гидравлические амортизаторы двойного действия, установленные на поперечных двойных рычагах.

Подвеска задних колес тягача имеет поперечные однолистовые рессоры и независимые рычаги. Колеса задней оси тягача не имеют ограничителей хода, их роль выполняют амортизаторы, нижние концы которых соединены с рычагами подвесок, а верхние с рамой тягача.

Рис. 2. Схема компоновки и основные размеры автомобиля (в дюймах)



Подвеска задних колес тягача в сборе соединена с рамой торондальными подшипниками, обеспечивающими возможность углового перемещения колес

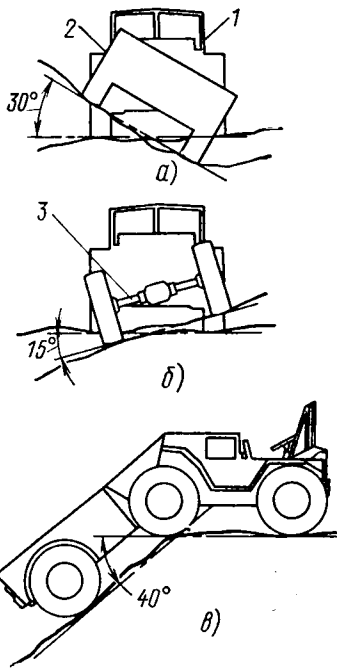


Рис. 3. Схема возможных угловых перемещений прицепа относительно тягача при движении по пересеченной местности:

а — угловое перемещение прицепа (вправо или влево) $\pm 30^\circ$; б — угловое перемещение центральной оси (вправо или влево) $\pm 15^\circ$ относительно рамы тягача, в — угловые перемещения прицепа (вниз или вверх) $\pm 40^\circ$; 1 — кузов тягача; 2 — кузов прицепа; 3 — центральная ось

относительно рамы на угол $\pm 15^\circ$.

Жесткость рессор подвески, отнесенная к колесу, составляет для передних колес 49,3, для средних — 51,2 и для задних — 61,6 кгс/см.

На автомобиле установлена четырехступенчатая коробка передач с ручным управлением и с синхронизаторами на второй, третьей и четвертой передачах. Передаточные числа ступеней на первой — 7,06; второй — 3,58; третьей — 1,71 и четвертой — 1,0; заднего хода — 6,78.

Раздаточная коробка (рис. 6) — двухступенчатая с передаточными числами 1,0 и 1,79. Она включает в себя стояночный тормоз, привод спидометра и механизм отбора мощности.

Ведущий вал и вал отбора мощности раздаточной коробки установлены в картере на шариковых подшипниках, остальные — на роликовых. Все шестерни, кроме двух шестерен переключения передач, имеют спиральные зубья. Крутящий момент от ведущего вала передается через шестерни промежуточного вала и вала холостого хода на выходной вал. Переключение на понижающую передачу осуществляется перемещением скользящей шестерни вправо и соединением ее с большой шестерней промежуточного вала. Для включения переднего моста шестерня вала привода дифференциала перемещается влево и входит в зацепление с внутренними зубьями шестерни выходного вала.

Стояночный тормоз состоит из тормозного барабана, двух тормозных колодок и механизма включения, смонтированного на опорной плите.

Масляный насос плунжерного типа приводится в действие кулачком на ведущем валу. Масло забирается насосом из картера и подается к двум отвер-

стиям над ведущим валом, откуда вытекает на шестерни и валы.

Водитель может использовать для движения либо одну среднюю ось автомобиля при включении высшей (прямой) передачи в коробке передач, либо все три оси при включении низшей передачи.

Все ведущие мосты автомобиля снабжены дифференциалами повышенного трения одинаковой конструкции. Картеры переднего и заднего дифференциалов отлиты из алюминиевого сплава, а среднего — из стали. Передаточное число главных передач во всех мостах одинаково и равно 5,7. Каждый дифференциал включает блокировочное устройство в виде сцеплений на каждое колесо, которые передают момент 27,6—48,3 кгс·м без пробуксовывания.

Чтобы избежать попадания воды в тормозные барабаны колес при движении на плаву, тормозная система уплотнена (рис. 7).

Опорная плита тормозных колодок установлена на шлицах неподвижной оси. Тормозная жидкость подводится к колесным цилиндрам по сверлениям в оси и трубкам. Уплотнение тормозов обеспечено установкой уплотнительного кольца между тормозным барабаном и ступицей колеса, а также манжетных уплотнений между осью и ступицей колеса и между осью и ведущим валом.

Для большей надежности внутри тормозного барабана создается повышенное давление воздуха. Сжатый воздух подводится от компрессора двигателя через отверстия в оси и трубках.

Автомобиль типа 6Х6 предназначен для многоцелевого применения. В соответствии с этим разработано 12 различных модификаций, которые различаются оборудованием прицепа.

Важным достоинством автомобиля является способность преодолевать водные преграды на плаву со скоростью 3,2 км/ч при высоте надводной части не менее 230 мм. Движителем на плаву служат вращающиеся колеса.

Относительно короткая база в сочетании с сочлененной схемой соединения секций и другими конструктивными

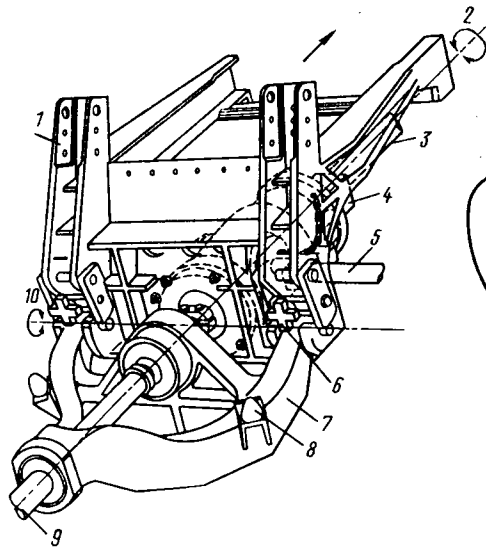


Рис. 4. Сцепное устройство и центральная ось автомобиля:

1 — сцепной кронштейн тягача; 2 — ось поперечных колебаний заднего моста тягача; 3 — вал привода к передним колесам; 4 — центральный дифференциал; 5 — вал привода задних колес тягача; 6 — быстродействующее блокирующее устройство; 7 — вилка сцепного устройства прицепа; 8 — ограничитель поперечного колебания кузова прицепа; 9 — приводной вал к ведущему мосту прицепа; 10 — ось продольных колебаний

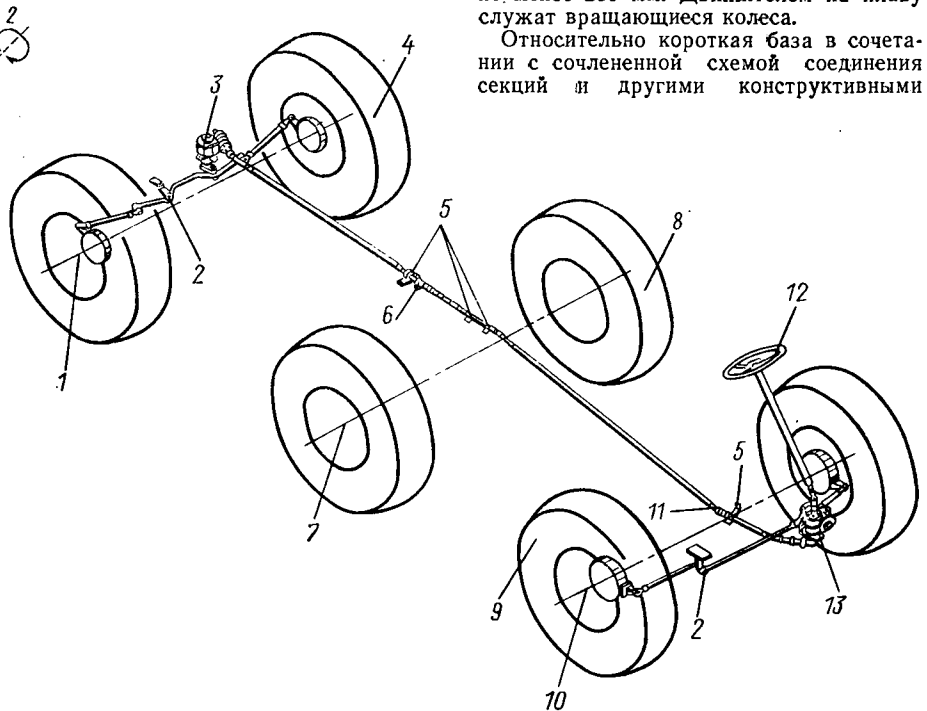


Рис. 5. Схема системы управления автомобилем:

1, 7, 10 — задняя, средняя и передняя оси; 2 — шарнир рулевой тяги с кронштейном, закрепленным на раме; 3, 13 — рулевой механизм задней и передней оси (прикрепляется к раме); 4, 9 — управляемые задние и передние колеса; 5 — подшипники карданных валов (крепятся к раме); 6 — шлицевое соединение карданов; 8 — неуправляемые колеса средней оси; 11 — универсальный шарнир; 12 — рулевое колесо

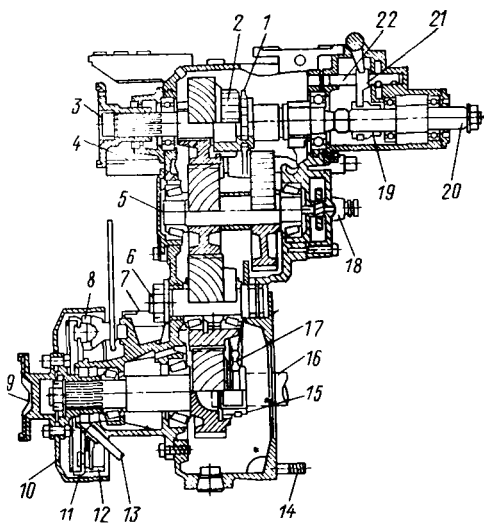


Рис. 6. Раздаточная коробка:

1 — вилка переключения скоростей; 2 — каретка переключения скоростей; 3 — ведущий вал; 4 — валик вилки переключения скоростей; 5 — промежуточный вал; 6 — вал холостого хода; 7 — валик вилки выключения сцепления; 8 — приводной кулак; 9 — выходной вал; 10 — барабан тормоза; 11 — опорная плита; 12 — тормозная колодка; 13 — сливная трубка; 14 — шпилька крепления (10 шт.); 15 — скользящая шестерня; 16 — вал привода дифференциала переднего моста; 17 — вилка выключения сцепления; 18 — привод спидометра; 19 — скользящая муфта; 20 — вал отбора мощности; 21, 22 — вилка и валик включения механизма отбора мощности

достоинствами дают возможность автомобилю преодолевать вертикальные препятствия несколько лучше, чем обычным автомобилем с жесткой рамой. Вместе с тем большой диаметр колес (11,0×18) в сочетании с низким регулируемым давлением воздуха в шинах обеспечивают ему хорошую проходимость по мягким грунтам.

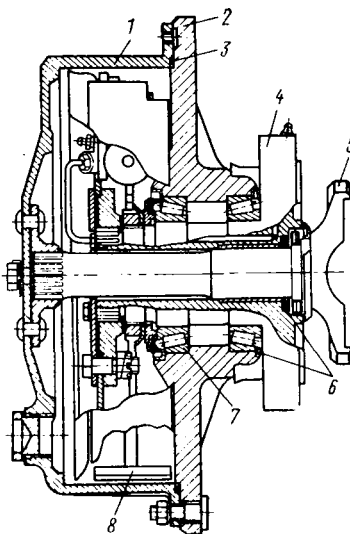


Рис. 7. Колесный тормоз с уплотнением:

1 — тормозной барабан; 2 — ступица оси колеса; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — ступица; 5 — ведущий вал; 6 — манжетное уплотнение; 7 — подшипники колеса; 8 — тормозная колодка

Другой конструктивной особенностью автомобиля является блокирующее устройство, состоящее из нескольких металлических связей, которые, в случае необходимости, позволяют водителю жестко соединить обе секции в одно целое. Например, при выходе из строя одной или двух шин крайних осей в случае отсутствия запасного колеса, когда одно или два колеса снимают со средней оси и автомобиль может идти своим ходом на базу на четырех или пяти колесах.

Основные технические показатели автомобиля следующие:

Собственный вес в кг	3310
Полный вес с грузом в кг	4625
Вес буксируемого прицепа в кг	2780
Тяговое усилие на крюке (расчетное) в кгс	3810
Распределение полного веса на оси в кг	
переднюю	1250
среднюю	1680
заднюю	1695
Дорожный просвет при полной нагрузке в мм	381
Габаритные размеры в мм:	
длина	5725
ширина	2135
высота тягача с тентом	2075
высота прицепа с тентом	2311
высота тягача без тента	1651
Максимальная скорость движения в км/ч:	
максимальная по дороге	88
минимальная по местности	4
максимальная по плаву	3,2
Удельное давление на грунт, кгс/см ²	0,98
Шины:	
тип	Бескамерные с металлическим кордом, шести-слойные 11,0×18
размер в дюймах	
Избыточное давление в шинах в кгс/см ² при движении:	
по дорогам	1,54
по местности	0,84
по снегу	0,56
Колеса в мм	1829
Радиус поворота в м	8,9
Преодолеваемые препятствия:	
высота вертикальной стенки в мм	457
угол съезда в град	48
угол въезда в град	52

ЛИТЕРАТУРА

1. Austrow Harold W., Kelt Leonard. — «SAE preprints», s. a. № 700015.
2. Zimmerman Robert E. — «SAE preprints», s. a. № 961 C.
3. Barcly Hartley W. — «Automotive Industries», 1967, 137, № 11.
4. Bergquist Robert L. — «Automotive Industries», 1965, 132, № 5.
5. Melvin Bell. — «Automotive Industries», April 15, 1965.
6. «Product Engineering», 1965, 36, № 3, с. 43.
7. Ogorkiewicz R. M. — «Engineer», 1963, 216, № 5629.
8. Mark S. Watson. — «Ordnance», January—February, 1966.

И. И. СЕЛИВАНОВ

УДК 621.785.532

МЯГКОЕ АЗОТИРОВАНИЕ В РАСПЛАВЛЕННЫХ СОЛЯХ

СПОСОБ мягкого азотирования черных металлов в соляных ваннах, содержащих цианистые соединения, разработан и запатентован под названием «Тенифер-процесс» в середине 50-х годов фирмой Дегусса (ФРГ). При использовании процесса, который не является аналогичным ни азотированию, ни науглероживанию, повышаются прочность и износостойкость поверхности деталей из черных сплавов. Без значительного увеличения твердости наружная поверхность превращается в вязкую зону соединений и под ней образуется насыщенная азотом диффузионная зона.

Согласно одному из первых патентов фирмы Дегусса на этот способ [1], обработка велась в цианистой ванне, содержащей активирующую добавку в виде селена или теллура, что значительно повышает износостойкость поверхности при сравнительно небольшом увеличении твердости. Состав ванны:

10—60% цианата щелочного металла, 20—50% цианида щелочного металла, 0,05—5% теллура, остальное — хлорид и карбонат щелочного металла. Температура ванны 450—600°C (оптимальная 550°C). Сталь, содержащая 0,15% С, выдерживается в ванне в течение 60 мин. По этому способу рекомендуются обрабатывать кулачковые валки, зубчатые колеса, поршневые кольца, корпуса подшипников, шейки валов, различные втулки, рабочие поверхности цилиндров, режущий инструмент типа сверл, фрез и др. Особенно хорошие результаты получены при обработке деталей, взаимодействующих в условиях трения.

В США способ мягкого азотирования известен под названием «Тафтрайдинг-процесс». Хотя патентами на этот способ владеет фирма Колин, авторами изобретений, являются сотрудники фирмы Дегусса.

Мягкое азотирование по «Тафтрай-

динг-процессу» осуществляется при температуре 500—600°C в ванне, содержащей расплавленные соли щелочных металлов: 25—40% цианата, не менее 50% цианида, остальное — карбонат [2]. Ванна не содержит добавок серы, селена и теллура. Время выдержки деталей в ванне 90—120 мин в зависимости от требуемой толщины слоя. Обязательным условием является аэрация ванны путем введения мельчайших пузырьков воздуха в качестве окисляющего агента. Глубина ванны 0,5—3 м.

По способу «Тафтрайдинг» рекомендуется обрабатывать нелегированные низкоуглеродистые стали, стали со средним содержанием углерода, мало- и среднелегированные стали, нержавеющие стали, серый чугун и др. Обычная толщина верхнего слоя соединений 7—10 мкм. Мягкому азотированию подвергали образцы из простой углеродистой (0,15% С) и из легированной стали (0,35% С, 1% Cr, 0,7% Mn) в ванне

следующего состава: 45% NaCN, 32% KCNO и 23% Na₂CO₃. Продолжительность обработки 90 мин, температура 570°C, через ванну продувается 700 л/ч воздуха. После азотирования образцы закаливались в воде. У образца из простой углеродистой стали толщина слоя соединений составляла 10 мкм, а глубина диффузионной зоны

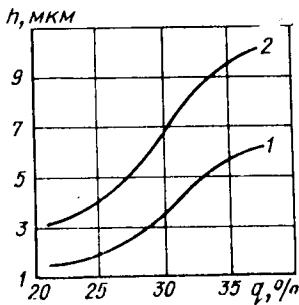


Рис. 1

0,39 мм. Усталостная прочность — 7,5 млн. циклов до разрушения при нагрузке 50 кгс/мм². У образца из легированной стали HV 550 кгс/мм². Предельная нагрузка при работе на истирание 350 кгс.

Усталостные испытания проводились путем вращения азотированного вала при нагрузке 50 кгс, направленной под прямым углом к оси вращения. При этом регистрировалось число оборотов, совершенных валом до разрушения. Испытания на истирание проводились обычным способом путем приложения возрастающей нагрузки на вращающийся азотированный вал, установленный в подшипниках, вплоть до заедания.

Зоны диффузии азота в простых углеродистых сталях определяются не только химическими, но и металлографическими исследованиями. В последнем случае необходимо, чтобы деталь после азотирования не закаливалась, а подвергалась старению при 300°C в течение 1 ч. Тогда азот на микрошлифе виден в форме четко выраженных иголок Fe₄N, а на закаленной детали игольчатая структура в зоне диффузии неразличима. Однако для производственных деталей старение не требуется, поскольку не дает никаких преимуществ.

На рис. 1 показана зависимость глубины h слоя соединений от концентрации q цианата в ванне. На рисунке видно, что величина h начинает возрастать при $q=25\%$, даже если ванна не аэрируется (кривая 1). Аэрация ванны способствует значительному увеличению глубины h (кривая 2). Следовательно, деталь, обработанная в условиях аэрации, приобретает большую износостойкость за счет увеличения глубины слоя соединений.

На рис. 2 показаны кривые усталостной прочности деталей, подвергнутых азотированию без аэрации ванны (кривая 1) и с аэрацией (кривая 2). Количество циклов N до разрушения определяли при нагрузке 4980 кгс/см².

На рис. 3 показан тигель 1 для мягкого азотирования. Продувка его воздухом осуществляется через отверстия в перфорированной или пористой кольцеобразной трубке 2, расположенной около дна тигля. Непрерывно измеряется температура термомпарой 3, а расход воздуха — расходомером 4.

На рис. 4 показан вариант конструктивного исполнения тигля 1, где продувка воздухом ведется через пористую плиту 2 в нижней части тигля.

Во всех патентах на способ мягкого азотирования особое внимание уделяется материалу, из которого изготовлен тигель. Обычно рекомендуется применять стальной тигель с титановой футеровкой. Фирмой Дегусса запатентованы также тигли из сплавов алюминия, титана, ванадия, хрома, вольфрама, из сплавов никеля и кобальта и с футеровкой из этих металлов.

Способ повышения азотирующей способности соляной ванны для мягкого азотирования путем продувки ее воздухом запатентован фирмой Дегусса в 1960 г. [3]. Продувка воздухом или другим окисляющим газом позволяет исключить отрицательное влияние глубины ванны на величину получаемого азотированного слоя. Кроме того, благодаря продувке значительно повышается усталостная прочность и обеспечивается равномерность получаемых свойств, что особенно важно в массовом производстве. Количество Q возду-

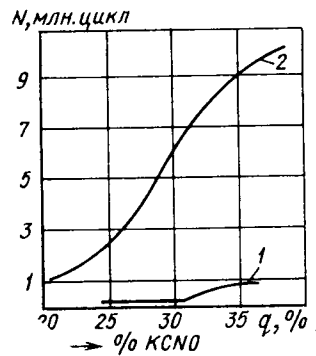


Рис. 2

ха или газа, пропускаемого через ванну, устанавливается в большей степени в зависимости от радиуса r ванны, чем от ее глубины d [4]:

$$Q = 0,5 + 0,7r^2 \left(1 + \frac{d}{200}\right) \text{ л/ч.}$$

При мягком азотировании деталей с глубокими отверстиями необходимо, чтобы воздух или газы частично пропускались через эти отверстия.

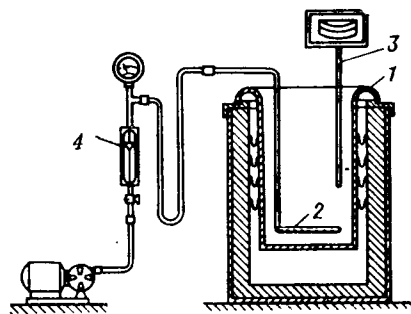


Рис. 3

Фирмой Дегусса запатентован также способ повышения азотирующей способности ванны введением в нее 1—3% цианамид щелочного или щелочно-земельного металла [5]. Цианамид, например Na₂CN₂, добавляется периодически через несколько часов эксплуата-

ции ванны. В результате повышения азотирующей способности ванны увеличивается глубина азотированного слоя и повышается усталостная прочность изделия.

Продолжая совершенствовать процесс, фирма Дегусса в 1965 г. запатентовала в ФРГ, Англии, Франции и СССР [6] свое изобретение: усовершенство-

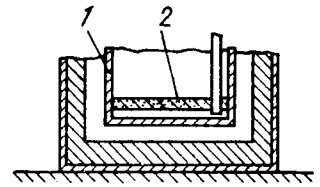


Рис. 4

ствованный состав солей для мягкого азотирования. Аналогичная по составу ванна тогда же была запатентована в США фирмой Колин.

В отличие от более ранних патентов здесь уточнено оптимальное процентное содержание в ванне натрия (35—50%) и калия (50—65%), которое обеспечивает получение более глубокого слоя с большей износостойкостью и меньшей пористостью. Рекомендуемый состав ванны: 38—44% NaCN, 43—47% KCNO, 20% Na₂CO₃, 10—14% K₂CO₃.

Поскольку во время работы ванны происходит распад цианата и цианида, рекомендуется следующий состав для пополнения ванны: 41—56% NaCN, 44—59% KCN. В ванне указанного состава даже при неблагоприятных условиях, например при термической обработке чугуна, или в тех случаях, когда температура процесса долгое время удерживается на уровне менее 550°C, получают прочный и непористый верхний слой соединений.

При работе по этому способу продувка воздухом и применение тигля с титановой футеровкой обязательны.

В 1964 и 1966 гг. фирмой Дегусса получены патенты на способ анодной поляризации изделий, подвергаемых азотированию в щелочно-цианидных и щелочно-цианатных соляных ваннах при 500—600°C. Анодная поляризация деталей проводится при плотности тока 0,1—10 А/дм², причем в начале процесса детали поляризуются с высокой плотностью тока (предпочтительно 1—2 А/дм²), а в оставшееся время — либо при низкой плотности (не более 2 А/дм²), либо без включения тока. При продолжительности азотирования 30—120 мин анодная поляризация с высокой плотностью тока проводится в течение 1—20 мин.

Фирмой Колин в 1968 г. получен патент [7] на конструкцию подвески для изделий, подвергаемых термообработке в соляной ванне с последующим погружением в закалочный бак. В конструкции подвески предусмотрена возможность изменения зазора между деталями, что позволяет более эффективно использовать оборудование. При нагреве под закалку в соляной ванне зазор между деталями не нужен, что позволяет сократить габаритные размеры ванны.

Подвески 1 (рис. 5) укреплены на нижних осях шарнирного параллелограмма 2, один конец которого зафиксирован кронштейном 3 относительно корпуса приспособления 4, а другой при-

соединен к штоку 5 пневмоцилиндра 6. Все приспособление подвешено на крюках двух тельферов и может переме-

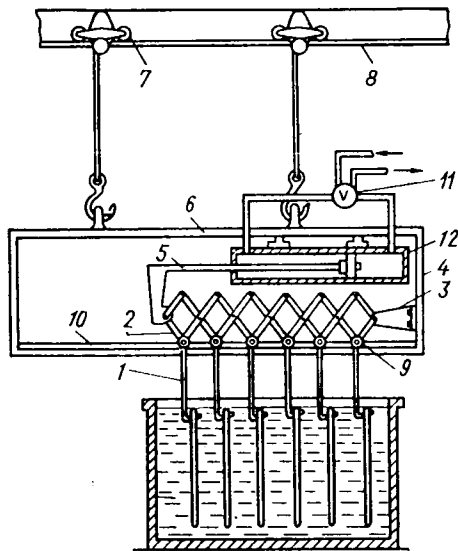


Рис. 5

щаться по балке. Паралелограмм имеет опорные ролики 7, которые могут перемещаться по рельсам 8, проложенным в днище корпуса. В правую или левую часть цилиндра через распределительный клапан 9 подается сжатый воздух.

При подаче воздуха в правую часть цилиндра поршень 10 перемещает шток влево, растягивая паралелограмм и увеличивая шаг между роликами, а следовательно, и между подвесками. При обратном движении подвески сближаются так, что детали 11 свободно входят в малогабаритную соляную ванну 12.

В Англии запатентован [8] способ закалки деталей, в частности инструмента, из высоколегированной стали (штампов для горячейковки и литейных кокилей), подвергнутых химико-термической обработке по способу «Те-

нифер». Опыт показал, что обычная закалка в воде или масле приводит к возникновению высоких напряжений в поверхностном слое, приводящих к появлению трещин при эксплуатации. Кроме того, в результате закалки в жидкостях азотированная деталь подвергается некоторой деформации, поэтому обычно требуется небольшой объем доводочных операций (притирка), что не всегда возможно на деталях сложной конфигурации. Вместо закалки в жидкости иногда применяется закалка в нейтральной атмосфере (например, в азоте), однако это увеличивает затраты на процесс и невыгодно в промышленных масштабах.

Для устранения перечисленных недостатков предлагается проводить закалку инструмента путем охлаждения в вакууме. Немедленно после завершения процесса мягкого азотирования деталь извлекают из тигля и помещают в автоклав, в котором с помощью насоса создается разрежение давления около 2 мм рт. ст. Когда температура детали снижается до 150°C, давление уравнивается с атмосферным.

Время охлаждения зависит от веса детали: при весе 5 кг — 2,5 ч, при 8 кг — 3,5 ч, при 18 кг — 6,5 ч, при 25 кг — 9 ч.

В случае применения охлаждения в вакууме можно избежать закалочных трещин и значительно улучшается качество поверхности, в результате чего во многих случаях не требуется никакой доводки деталей, они подвергаются лишь мойке для смывания солей. Процесс закалки легко поддается комплексной автоматизации.

Способ и устройство для жидкостного мягкого азотирования, разработанные фирмой Дегусса, имеют настолько широкую патентную защиту, что практически очень незначительному числу других фирм удалось получить патенты на усовершенствование данного способа. В их числе — фирма Мотор сити метал тритинг (США).

По мнению специалистов фирмы, тигель фирмы Дегусса, снабженный алюминиевой или титановой футеровкой, имеет недостатки, особенно при азотировании малоуглеродистой стали. Так, при незначительном превышении темпе-

ратуры процесса (500—600°C) алюминиевая футеровка расплавляется. Если футеровку тигля делать титановой, то стоимость значительно повышается.

Если тигель изготовить из низкоуглеродистой стали, его стенки будут подвергаться азотированию, что снизит содержание цинката в ванне и медленно разрушит тигель. В частности, это относится к тем случаям, когда содержание цинката в ванне превышает 40%.

Для изготовления тигля вместо малоуглеродистой стали можно с успехом применять высокохромистую сталь, содержащую 14—27% (предпочтительно 17% Cr). Тигель может либо полностью изготавливаться из этой стали, либо быть ею лишь футерован.

ЛИТЕРАТУРА

1. Способ мягкого жидкостного азотирования. Патент ФРГ, № 1050147, класс 48в, 9/10.
2. Способ мягкого жидкостного азотирования «Тафтрайдинг». Патент США, № 3022204, класс 148—15.5.
3. Способ повышения азотирующей способности ванны для азотирования. Патент ФРГ, № 1149035, класс 48в, 9/10.
4. Способ повышения азотирующей способности ванны для азотирования. Патент ФРГ, № 1177898, класс 48в, 9/10.
5. Способ повышения азотирующей способности ванны для мягкого азотирования. Патент ФРГ, № 1067835, класс 48в, 9/10.
6. Соляная ванна для азотирования стали и чугуна. Патент ФРГ, № 1280018, класс 48в, 9/14; патент США, № 3317357, класс 148-15-5; патент Англии, № 1105031, класс С7М; патент СССР, № 221586, класс 48в, 9/10.
7. Конструкция подвески для изделий, подвергаемых азотированию в соляной ванне. Патент США, № 3410594, класс 294-81.
8. Способ закалки деталей, подвергнутых мягкому азотированию. Патент Англии, № 1214405, класс С7У.

Э. В. ОЗОЛИНГ

УДК 621.73.621.762

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ШТАМПОВКИ ПОКОВОК ИЗ СПЕЧЕННЫХ ПОРОШКОВЫХ ЗАГОТОВОК

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ поковок из заготовок, предварительно полученных в виде брикета спеканием порошка совмещаются два процесса (спекание порошка в брикет и собственно штамповка). Совмещение этих процессов обуславливает определенные особенности штамповочной операции.

В процессе штамповки, кроме изменения формы заготовки, происходит существенное уменьшение ее объема вследствие заваривания пор в порошковый материал. Поэтому штамповка сопровождается уменьшением пористости заготовки, т. е. увеличением ее плотности.

Наличие и уменьшение пористости изменяет (по сравнению со штамповкой из обычной монолитной заготовки) характер образования формы поковки

и силовой режим. Как правило, чем ниже плотность спеченной заготовки, т. е. выше ее пористость, тем меньше удельное усилие штамповки. Поэтому к концу процесса штамповки, когда плотность приближается к максимальной 100%-ной плотности, усилие штамповки возрастает более интенсивно, чем при штамповке поковок из монолитных заготовок. Кроме того, уплотнение порошкового материала, происходящее в неодинаковой мере в различных зонах штампуемой заготовки, по своему влиянию на характер изменения формы аналогично влиянию наклепа монолитного металла. Так же, как в случае наклепа, распределение уплотнения в процессе штамповки спеченной заготовки зависит от условий штамповки: формы поковки, состояния контактных

поверхностей, наличия и вида смазки, неравномерности нагрева заготовки.

Благодаря возможности получать спеканием заготовки любой формы все изменение формы заготовки при штамповке осуществляется за один ход кузнечной машины, т. е. протекает в одном рывке штампа.

Эта в общем положительно оцениваемая особенность имеет, однако, и отрицательную сторону. Действительно, при однооперационном процессе штамповки возможности управлять макроструктурой поковки и получать равномерную по объему поковки плотность несколько снижаются. Исходя из этого форма спеченной заготовки должна удовлетворять как требованиям, вытекающим из формообразования поковки за один переход, так и требованиям, направлен-

ным на получение структуры хорошего качества.

Большее внимание зарубежные специалисты уделяют эффектам, которые удается получить от способа штамповки, использующего в качестве заготовок спеченные из порошка брикеты. Среди них реальная возможность механизации и автоматизации всего процесса однопереходной штамповки, включая нагрев заготовки и ее транспортирование. Высокая точность спеченной заготовки (жесткие допуски по весу и размерам заготовки) позволяет вести штамповку в закрытом штампе, без учета технологического избытка металла в объеме заготовки. В количественном отношении этот эффект оценивается высоким коэффициентом использования материала, достигающим 90% и выше. Такое высокое значение коэффициента обусловлено отсутствием облоя и перемычек на поковке при штамповке в закрытом штампе.

Отштампованная из спеченной заготовки поковка отличается как точностью размеров (жесткими допусками), так и весьма близким соответствием ее веса (малыми припусками и напусками) весу поковки (детали), обработанной механическим путем.

Высокая точность спеченной заготовки и возможность применения закрытого штампа позволяют уменьшить объем механической обработки поковки, а также исключить обрезные операции на обрезном прессе.

Отштампованные поковки имеют поверхность высокой чистоты. Этот эффект позволяет в определенных случаях резко уменьшать величину припуска или даже их не предусматривать.

Имеется возможность получать поковки практически любого химического состава при жестких допусках на содержание компонентов. Этот эффект расширяет выбор материала при создании конструкции автомобиля.

Некоторые зарубежные фирмы (автомобильные или являющиеся поставщиками автомобильной промышленности) располагают опытом штамповки поковок из спеченных заготовок. Например, фирма Форджинг энд Гастинг (США) поставляет заготовки 16 наименований для автомобиля, среди которых находятся шестерни коробки передач, шатуны, фланцы, шкивы. После перевода шатунов четырехцилиндрового автомо-

бильного двигателя на штамповку из спеченных порошковых заготовок была исключена операция, связанная с балансировкой веса шатуна. После эксплуатационных испытаний автомобиля в течение 500 ч каких-либо дефектов в шатунах обнаружено не было. Другая американская фирма Цинцинати разработала процесс штамповки ряда деталей, в том числе шестерен, штампуемых с образованием формы зубьев, и применительно к нему технологический спекания заготовок. Плотность спеченных заготовок на основе железа и добавок никеля и молибдена составляет 6,2—6,4 гс/см³.

После охлаждения спеченные заготовки поступают в индукционный нагреватель, расположенный непосредственно у пресса. Относительно низкая температура нагрева, составляющая 850°C, и небольшой путь транспортирования от нагревателя к прессу почти исключают образование окалины на поверхности заготовок. При штамповке в качестве смазки используется водная суспензия графита. Продолжительность полного цикла штамповки 6 с. Плотность отштампованной поковки равна $7,85 \pm 0,2$ гс/см³. С каждой штампа снимается 50—20 тыс. поковок. Такая высокая стойкость штампа объясняется, в частности, низкими нагрузками и почти отсутствием скольжения материала заготовки по контактной поверхности штампа. Для штамповки фирма использует два прессы усилием 400 и 800 тс. Отштампованные поковки имеют повышенные механические свойства и эксплуатационные характеристики.

Фирма Джeneral Моторс Бюнк решила заменить литые детали из перлитного чугуна и чугуна с шаровидным графитом штамповкой из спеченных заготовок. Фирма также предполагает начать изготовление шатунов совмещенным способом спекания и штамповки.

На заводе Каллиполис фирмы Федерал Модул налажено производство поковок, получаемых штамповкой спеченных заготовок. При штамповке шестерен плотность поковок достигает 99%. Особый интерес представляет процесс горячего выдавливания выпускных клапанов с тарелкой типа Стилайт, отличающихся высокой жаростойкостью, из биметаллических порошковых заготовок. Эти клапаны могли быть изготовлены раньше только литьем. В 1968 г. фирмой было израсходовано 77 тыс. т металлического порошка.

Имеются сообщения о штамповке поковок из титанового порошка, которая экономит около 30% материала. При этом отмечается целесообразность применения высокоскоростной штамповки и использования графито-масляной смазки, а также возможность использования порошкового материала для изготовления штампов и другого инструмента.

В частности, в институте УУТ Ризерг (США) для этих целей разработан железо-кобальтовый порошок, подвергаемый обработке давлением, в том числе штамповок. В результате полного цикла обработки у деталей достигается твердость HRC 72 и прочность 316 кгс/мм². Фирма Электрик Продакт (США) предложила новый титаноциркониево-молибденовый порошок, поддающийся после спекания штамповке, прокатке и выдавливанию, также для изготовления штампового инструмента, используемого в автомобильной промышленности.

Развитие способа штамповки поковок из спеченных заготовок и расширение области его применения наблюдается и в других отраслях промышленности, что сопровождается увеличением выпуска порошков. Проблемы применения способа активно обсуждаются в периодической печати. Вопрос горячей штамповки поковок из порошковых материалов была посвящена конференция в Детройте (США) в 1971 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Metal Progress», апрель 1971, т. 99, № 4, с. 55—58.
2. «Machinery» (Лондон), октябрь 1970, т. 117, № 3023, с. 668—670.
3. «Werkstattstechnik», октябрь 1970, т. 60, № 10, с. 564.
4. «American Machinist», ноябрь 1969, т. 113, № 23, с. 31.
5. «Machinery», март 1971, т. 118, № 3046, с. 518.
6. «Industrial Heating», март 1969, т. 36, № 3, с. 555.
7. «Metal progress», сентябрь 1969, т. 96, № 3, с. 10—11.
8. «Machinery» (США), декабрь 1968, т. 75, № 4, с. 149—150.
9. «Journal of Metals», сентябрь 1970, т. 22, № 9, с. 21—29.

Т. С. ПИЛЬЦУК,

канд. техн. наук А. М. СМУРОВ

УДК 62.74.65.011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Прибор для формования связующего в стержневую смесь

Для дозирования жидких крепителей в стержневую смесь фирмой Ваео GmbH (ФРГ) разработан пневматический дозирующий прибор. Объем дозирования 10—10 000 см³. Прибор регулируется бесступенчато с точностью $\pm 0,5\%$. Применением этого прибора можно достичь значительной экономии крепителей. Используется он для жидкоподвижных и густых смесей. Эксплуатировать его можно при давлении воздуха 3/8—10 атм.

«Giesserei», ноябрь 1972, т. 59, № 22, с. 49.

Приборы инфракрасного излучения для нагрева форм литья под давлением

Рациональное нагревание форм для литья под давлением осуществляется приборами, изготовленными фирмой Deutsche Acheson GmbH (ФРГ). Прибор обеспечивает быстрый равномерный нагрев форм до 200°C чистой тепловой излучения. Стойкость форм увеличивается благодаря отсутствию трещин внутреннего нагревания в результате местного перенагрева. Химические реакции на поверхности форм при нагревании отсутствуют, кроме того, отсутствуют тепловые потери в результате избыточного нагрева рамы формы и отсутствию воспламенения стержней.

«Giesserei-Praxis», ноябрь 1972, № 21, с. 388.

Автоматическое дозирующее устройство АДЗ-250

Предприятием «Vihorlat SNJNA» (ЧССР) изготовлено устройство, предназначенное для дозирования жидких алюминиевых сплавов в машины для литья под давлением, в кокильные машины, а также для литья земляных форм. Номинальная емкость печи — 950 кг Al, приемочное количество — 250 кг Al. Величина дозирования — 0,5—35 кг. Это устройство можно использовать как при автоматическом цикле машин для литья под давлением, так и при ручном приводе.

«Giesserei», октябрь 1972, т. 59, № 20, с. GK 44.

Контроль за длиной заготовки

Для изготовления кузовов автомобилей на заводе Castle Bromwich установлена система цифрового управления, регулирующая длину материала и скорости его подачи к прессу. Основным преимуществом этой системы является то, что заготовки могут вырубаться при минимальной потере материала. На прессе усилим 400 тс для вырубki изготовляющихся заготовки в широком ассортименте для панелей кузова и других деталей автомобиля. Рабочая скорость пресса 30 ходов в минуту. Обычно за один ход вырубается сразу две заготовки. Системой контроля измеряется длина стальной полосы, входящей в пресс. Как только необходимая длина заготовки входит в пресс — подача прекращается. Скорость подачи стальной ленты 2 м/с.

«Engineering production», октябрь 1972, т. 3, № 14, с. 45.

Новый пресс для изготовления деталей типа стакана

Для изготовления куполообразных выпуклых деталей типа стакана из плоских круглых, покрытых оловом заготовок фирмой Joseph Rhodes and Sons Ltd создан новый многопозиционный пресс марки S2-150-72-36. Процесс осуществляется за пять операций. Усилие пресса 150 тс. Характерной особенностью пресса является высокая максимальной скоростью — 50 ходов в минуту. При остановке пресса скорость автоматически снижается до 25 ходов в минуту. Инструмент устанавливается при скорости 12,5 ходов в минуту. Существует независимая регулировка. Каждая позиция пресса регулируется независимо — 40 мм. Шаг подачи 220 мм, максимальная высота детали 110 мм. В случае нарушения в работе или в подаче процесс останавливается. Когда заготовка подается неправильно, на пульт управления поступает соответствующее предупреждение.

«Machinery and Production Engineering», октябрь 1972, т. 121, № 3125, с. 495.

Пресс для вытяжки

Компанией Bliss Powerbar создан пресс усилением 200 тс, предназначенный для вытяжки на глубину 152 мм. Усилие 200 тс пресс развивает на расстоянии 152 мм от н.м.т., рабочий ход 45 ходов в минуту при скорости 0,4 м/с. Пресс сконструирован с помощью вычислительной техники. С учетом особенностей кинематики число рабочих ходов ограничено до 21 в минуту. Быстрый подвод и отвод от ползуна обеспечиваются специальным рычажным механизмом так же хорошо, как медленным рабочим ходом с практически постоянным усилением и скоростью.

«Machinery», сентябрь 1972, т. 78, № 9, с. 42—45.

Установки для штамповки приварных гаек

Для эффективности в производстве приварных гаек и получения высококачественной продукции в большом ассортименте фирма Mc Laughlen Co Petoskey Michigan использует 19 установок для штамповки, три линии для промывки и четыре установки для нарезания. Четыре установки модели 52 для штамповки гаек фирмы National Machinery Co являются новейшими по конструкции. Две из них служат для

изготовления гаек размером под ключ 14 мм из проволоки диаметром 8 мм (производительностью 200 деталей в минуту), а две другие — для изготовления гаек размером под ключ 17,4 мм из проволоки диаметром 9,5 мм (производительность 150 деталей в минуту). Это четырехпозиционные, пятиштамповые установки. В цехе установлены также выпускаемый этой фирмой один из самых больших прессов модели 750. Этот пресс — шестипозиционный, пятиштамповый — служит для обработки проволоки диаметром 22 мм при изготовлении 73 приварных гаек в минуту. Другие 14 установок для штамповки гаек производства фирмы National Machinery состоят из: двух установок для обработки проволоки диаметром 12,7 мм со скоростью 80 деталей в минуту; двух установок для обработки проволоки диаметром 9,5 мм со скоростью 100 деталей в минуту; существующей установки для обработки проволоки диаметром 6,3 мм с производительностью 100 деталей в минуту; новой установки для обработки проволоки того же диаметра со скоростью 140 деталей в минуту; пяти установок для обработки проволоки диаметром 7,9 мм со скоростью 125 деталей в минуту и трех установок, выпускаемых другими фирмами. Первые четыре установки модели S-2 считаются наиболее эффективными и современными из существующих в данное время.

«American Machinist», октябрь 1972, т. 116, № 20, с. 58—60.

Новые абразивные ленты

Фирма Norton Co изготовила ленты, применяя новый абразивный материал из алюминий-циркониевого сплава, обладающий свойством самозатачивания. Использование этих лент позволило увеличить скорость резания на 40%. Долговечность ленты нового состава возросла на 50—250% по сравнению с обычными абразивными лентами, общая стоимость шлифования снизилась. Зерна алюминий-циркониевого сплава постоянно дробятся, образуя новые острые точки соприкосновения с заготовкой. Абразивный материал характеризуется остротой, твердостью и стойкостью зерен. Он наносится на ленту специальным электролитическим методом. Ленты из этого материала испытывались на обработку многих металлов: от мягкого алюминия до твердых сплавов. Результаты испытаний в большинстве случаев показали, что повысилась производительность (число деталей при обработке одной лентой) и долговечность новой абразивной ленты по сравнению с применяемыми ранее.

Так, например, испытанием, длившимся 30 с при скорости шлифования 32 м/с и давлении 9 кгс, установлено, что этой лентой было обработано 89 мм длины квадратного стержня, а обычной лентой — 50 мм. С применением абразивных лент не только увеличивается скорость шлифования, но и понижается температура резания. Скорость шлифования от 16 до 58,5 м/с.

«American Machinist», октябрь 1972, т. 116, № 20, с. 40.

Манипулятор для погрузочно-складских работ

Новый шарнирный манипулятор, выпускаемый фирмой Our Technical Industries (США), совместно со стандартным подъемным краном стандартирует

или укладывает тяжелые грузы с большой точностью в горизонтальной, вертикальной или наклонной плоскостях. Несмотря на большую грузоподъемность (1360 кгс), манипулятор обладает хорошей маневренностью, например, может переносить большие, тяжелые листы металлов или других материалов, обходя проходы через двери, дверные проемы (порталы), и размещать их в точно заданном месте и положении. Магнитные и вакуумные устройства, зажимы или другие захватные приспособления позволяют манипулятору вращать груз в вертикальной плоскости на 180° и наклонять объект вперед или назад до 90° либо совмещать эти движения для выполнения задания. Возможна установка органов управления для автоматизации всех движений манипулятора.

«American Machinist», октябрь 1972, т. 116, № 21, с. 88.

Новая система очистки СОЖ при шлифовании

С целью увеличения стойкости шлифовального круга, повышения срока службы СОЖ и во избежание коробления деталей фирма Budd Co создала новую систему охлаждения с центробежным очистителем Starclean. Эта система применяется для шлифовального станка Gardner, обрабатывающего тормозные диски грузовых автомобилей. Стойкость шлифовального круга возросла до 3800 деталей за одну установку круга (удвоилась), а срок службы СОЖ увеличился до 20 недель. Во время обработки дисков снимается припуск 0,25 мм с двух поверхностей тормозных дисков весом 16 кг. Толщина дисков выдерживается равной 0,017 мм, радиальная точность — 0,076 мм и боковое бение до 0,076 мм. Производительность станка 150 деталей в час при ручной загрузке и разгрузке деталей. Новая система охлаждения значительно улучшила очистку СОЖ и шлифовального круга от абразивных и металлических частиц. Частицы с поверхности очистительного резервуара забираются в течение 2 с специальными многогранными лопатками через каждые 5 мин. Эти лопатки переносят собранные частицы на дно очистителя, где конвейер перемещает их в поддон. Очиститель рассчитан на 378 л/мин, а емкость дополнительного расвера для СОЖ равна 1325 л. Такая система охлаждения позволяет снизить температуру шлифования и предотвратить коробление деталей во время обработки. Другим преимуществом системы Starclean является эффект аэрации, т. е. постоянное циркулирование СОЖ, предохраняющее от загрязнения и увеличивающее срок ее пригодности.

«Tooling and Production», октябрь 1972, т. 38, № 7, с. 48.

Нитроцементация подшинниковой стали 100 Cr 6 в газовой атмосфере, приготовленной безгенераторным способом

Механические свойства стали 100 Cr 6, применяемой для подшипников, можно улучшить заменой обычной термообработки нитроцементацией. Испытываемые образцы обрабатывались в газовой атмосфере, полученной пиролизом органических жидкостей (метанола, этилацетата и пиридина) и поступающей в шахтную печь через специальное дозирующее устройство. Их выдержи-

вали 4 ч при температуре 820°C, после чего получили диффузионный слой 0,4 мм. Проводились рентгеноструктурный, химический и фазовый анализы поверхностного слоя, а также проверялось распределение твердости и внутренних напряжений по глубине слоя. Получены сравнительно с обычным для этой стали способом термообработки более высокая устойчивость к питтингу за счет образующихся в поверхностном слое напряжений сжатия, несколько более высокая твердость, несмотря на повышение температуры отжига, и значительно лучшая стабильность размеров.

«Härteru-Technische Mitteilungen», сентябрь 1972, т. 27, с. 162--169.

Электроннолучевая сварка статоров для автомобильных генераторов переменного тока

На предприятии Delco Division фирмы General Motors применяется электроннолучевая сварка на листовом материале статоров для автомобильных генераторов. Как известно, узел статора состоит из ступки штампованных пластин (или листов), соединенных шестью литейными швами, равномерно распределенными по внешней поверхности этой ступки. Статоры свариваются на электроннолучевой машине Canbridge

Vacuum Engineering 30 кв, оборудованной специальным инструментом. Производительность машины 80 статоров за 1 цикл. Машина снабжена четырьмя оправками, на каждой из которых размещено 20 статоров. Оправки установлены во вращающемся приспособлении. Скорость сварки 1,5 м/мин. Ранее статоры изготовлялись клепкой. И хотя стоимость клепки меньше, электроннолучевая сварка по сравнению с клепкой дает преимущества в весе статоров, улучшает электрическую отдачу и уменьшает внешний диаметр.

«Sheet Metal Industries», октябрь 1972, с. 49, № 10, с. 613, 618--619.

Пигменты для защиты автомобилей от коррозии

Для окраски автомобилей фирмой Oncoг SA/NV (Бельгия) изготовлены специальные устойчивые против коррозии пигменты Oncoг.

В 1971 г. около 15% легковых автомобилей, изготовленных в Европе, было покрыто пигментом Oncoг. При окраске пигментом электропогружением используются свойства высокодисперсного пигмента типа Oncoг F 31. Они отличаются наряду с высокой коррозионной стойкостью стабильностью электролита, хорошим осаждением, устойчивостью к сохранности и устойчивостью pH.

Благодаря высокой дисперсности пигмент Oncoг F 31 применяется для получения тонких слоев при грунтовании кузова легкового автомобиля погружением, отличающихся непроницаемостью к соляной атмосфере.

«Metallhoberfläche», октябрь 1972, т. 26, № 10, с. 394.

Новый пресс для горячей штамповки автомобильных деталей

Для изготовления деталей шасси грузовых автомобилей в цехе фирмы Rubeny Owen and Co, Ltd. Darlastan Stalls установлен новый пресс для горячей штамповки. Максимальная длина обрабатываемых прессом деталей 12,1 мм. Оборудование для получения готовых деталей состоит из выкатной печи, транспортно-сборочного оборудования и двух прессов усилием 1200 и 750 тс. Горячие заготовки от печи могут поступать либо к каждому прессу в отдельности или к обоим одновременно. Заготовки от печи передаются синхронизированно с работой каждого пресса. Пресс John Sway сконструирован специально для горячей штамповки. Его размеры: 12×1,5; ход поршня и закрытая высота 1,4 м.

«Machinery and Production Engineering», октябрь 1972, т. 121, № 3126, с. 520.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 658.512

О совершенствовании организации планирования технической подготовки производства в автомобильной промышленности. Юсуфович Б. Е., Федорцов П. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Рассматриваются вопросы совершенствования организации планирования подготовки объектов производства и анализируются пути повышения уровня планово-технической подготовки производства на основе внедрения системы СПУ. Табл. 2. Рис. 1. Библ. 6.

УДК 621.798.1:621.7

Тара для прессовых цехов. Белокриницкий В. В., Незванов В. В., Ходалов Д. И. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Рассматривается организация транспортирования крупных штампов из прессового цеха на склады сварочно-сборочных цехов. Приводятся преимущества универсальных стоечных касет, даются рекомендации по рациональному их использованию. Табл. 1. Рис. 4.

УДК 621.43.068:543.27

Сравнительный анализ состава отработавших и картерных газов. Рытвинский Г. Н., Райков И. Я. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Сравнительный анализ состава отработавших и картерных газов показал механизм образования основных токсичных компонентов. Рассмотрено влияние некоторых эксплуатационных и конструктивных параметров двигателя на образование токсичных компонентов отработавших газов. Рис. 3. Библ. 7.

УДК 621.43.032

Факторы, влияющие на стабильность величины давления нулевой подачи бензонасосов. Маркеев В. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Описаны основные закономерности, показывающие влияние некоторых элементов конструкции автомобильного бензонасоса, а также факторов, зависящих от двигателя, на стабильность величины давления нулевой подачи. Рис. 5. Библ. 5.

УДК 621.43.044:629.113

Тепловой расчет автомобильных генераторов переменного тока. Алексеев В. Ф., Василевский В. И., Воронин С. М., Пчелинцев А. Л. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Дан полный расчет автомобильного генератора переменного тока методом эквивалентных схем замещения. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 2.

УДК 629.113.012.3

К вопросу создания конструкций колес для бескамерных шин регулируемого давления. Савельев Г. В. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Рассматриваются направления развития конструкции колес бескамерных шин. Установлено, что для бескамерных шин регулируемого давления колеса должны отвечать ряду специфических требований. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 629.113.012.853

Определение длины листов рессоры. Успенский И. Н. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Предлагается при аналитическом определении длины листов рессоры предварительно учитывать желательное распределение напряжений между листами. Табл. 1. Библ. 3.

УДК 629.113.011.2

Расчет автомобильных рам методом конечных элементов. Иванов А. А. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4. Приводится методика и пример расчета методом конечных элементов напряжений в раме автомобиля ГАЗ-51. Табл. 1. Рис. 4. Библ. 8.

УДК 629.113-585.2

Исследование на инерционном стенде разгонных качеств автомобилей с гидромеханической коробкой передач. Нарбут А. Н., Никитин Н. Н., Сергеев А. Л., Дзялык М. Н., Пыткин А. Ю. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Изложены результаты экспериментальных исследований разгонных качеств автомобиля с двигателем ЗИЛ-130 и гидромеханической коробки передач ЛАЗ-НАМИ-035 на универсальном инерционном стенде при различных значениях моментов сопротивления движению и приведенных моментов инерции. Рис. 3. Библ. 5.

УДК 629.11.012.62/63

Мотор-колесо с высокомоментным аксиально-поршневым регулируемым гидромотором. Фрумкин К. А., Армадеров Р. Г., Шапошник Л. Б. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Описывается оригинальная конструкция высокомоментного гидромотора для полноприводного автомобиля и системы его реверсирования. Рис. 3.

УДК 621.43:62.529

Устранение высокочастотных вибраций барабанного тормозного механизма с помощью гасителя вибраций. Дюбек К. Л., Левин И. А. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Приведен теоретический анализ колебательной системы — вибрирующего тормозного механизма барабанного типа во время «писка». Представление тормозного узла в виде системы с двумя степенями свободы позволяет изучить влияние установившейся сосредоточенной массы на форму колебаний тормозной колодки и определить возможность устранения «писка» тормоза таким способом. Приводится пример расчета формы колебаний для тормозного механизма автомобиля «Москвич». Рис. 1. Библ. 3.

УДК 629.113.012.5

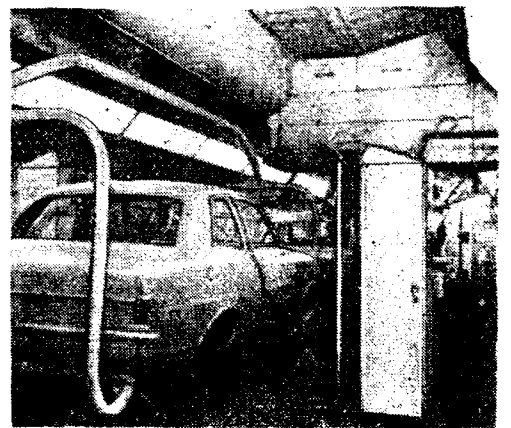
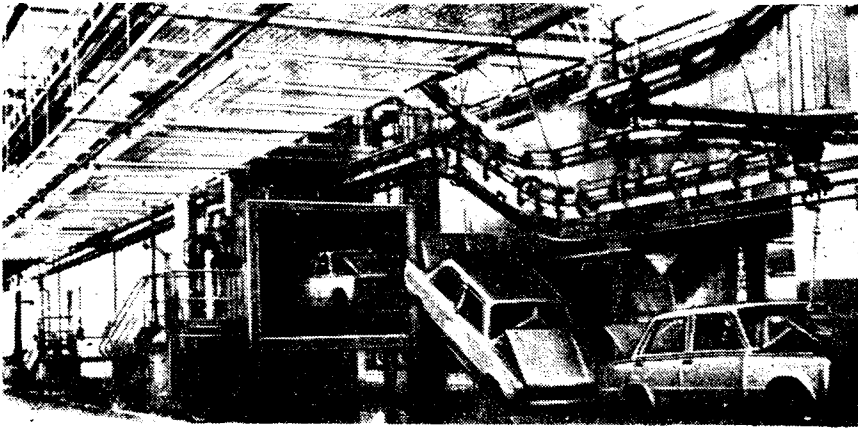
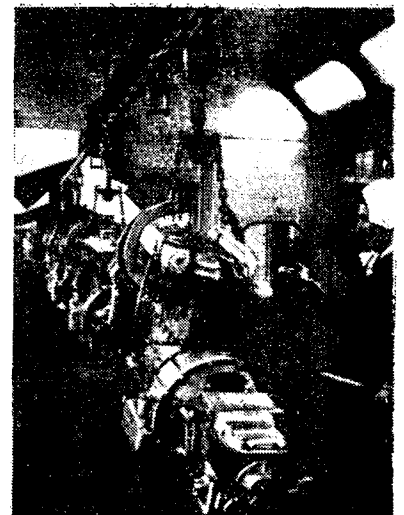
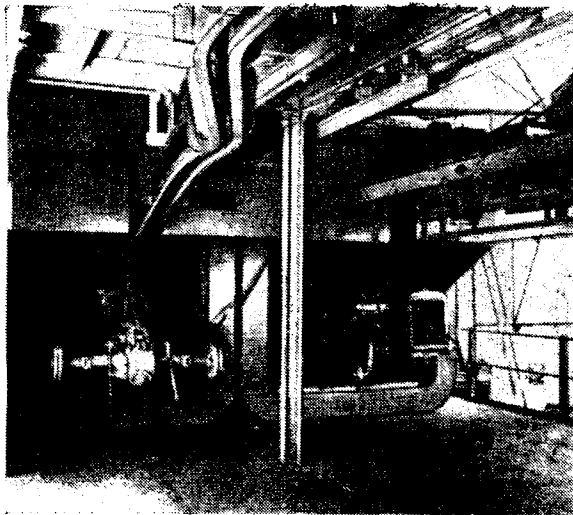
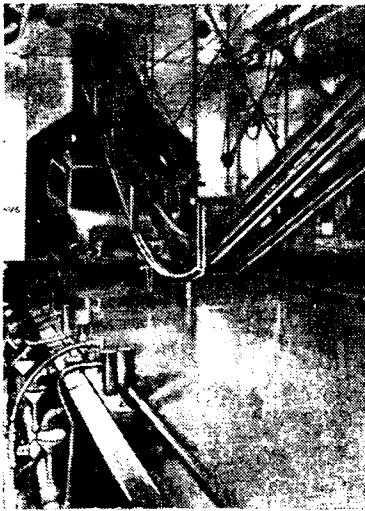
Совершенствование технологии изготовления ободьев колес из горячекатаных профилей. Горфинкель Н. И., Шац-Гольденштейн М. Я. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Описан новый технологический процесс изготовления ободьев автомобильных колес. Он обеспечивает по сравнению с существующими, более высокое качество ободьев, устраняет трудные операции по абразивной очистке и т. д. Рис. 2.

УДК 621.77.

Изготовление гофрированных поверхностей нагрева высокой компактности методом проката. Рождественский В. В., Шумский Е. Г. «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

Описан технологический процесс изготовления гофров методом проката. Изложена сущность метода, особенности, элементы технологической оснастки. Рис. 3. Библ. 3.



Установки для окраски металлических поверхностей

Фирма ДРАЙСИС — международная организация, специализирующаяся в разработке и установке комплектного оборудования для предварительной отделки и окончательной окраски металлических поверхностей всех видов автомобильного транспорта, сельскохозяйственных машин и других металлических изделий типа холодильников. Фирма ДРАЙСИС поставляет свои установки во многие страны мира. Крупнейшие потребители этих установок — заводы фирм ФИАТ, Форд, Дженерал Моторс, Рено, Бритиш Лейланд, Джон Дир, Крайслер, а также Горьковский автозавод. Красильные установки фирмы ДРАЙСИС эксплуатируются более чем в 30 странах, в том числе в СССР, Великобритании, США, Польше, Франции, Италии, Швеции, Югославии, Южной Африке, Испании и ГДР.

Благодаря такому широкому использованию установок ДРАЙСИС совершенствуются конструкции их отделочных установок и оборудования. Фирма ДРАЙСИС предлагает Вам самые последние технические достижения в области автоматической предварительной обработки, электрофорезной и программированной автоматической окраски, порошкового покрытия, кон-

струкции камер для окраски распылением, методик вулканизации и мер против загрязнения окружающей среды.

Фирма ДРАЙСИС может помочь Вам повысить производительность и качество продукции

DRYSYS EQUIPMENT (INTERNATIONAL) LIMITED
Carrier House, Warwick Row, London SW1E 5EL,
England
Telex 23581

Cables Drysys London SW1

drysys



London, Paris, Bruxelles, Milano,
Augsburg, Madrid, Port Elizabeth,
Detroit, Sydney

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР

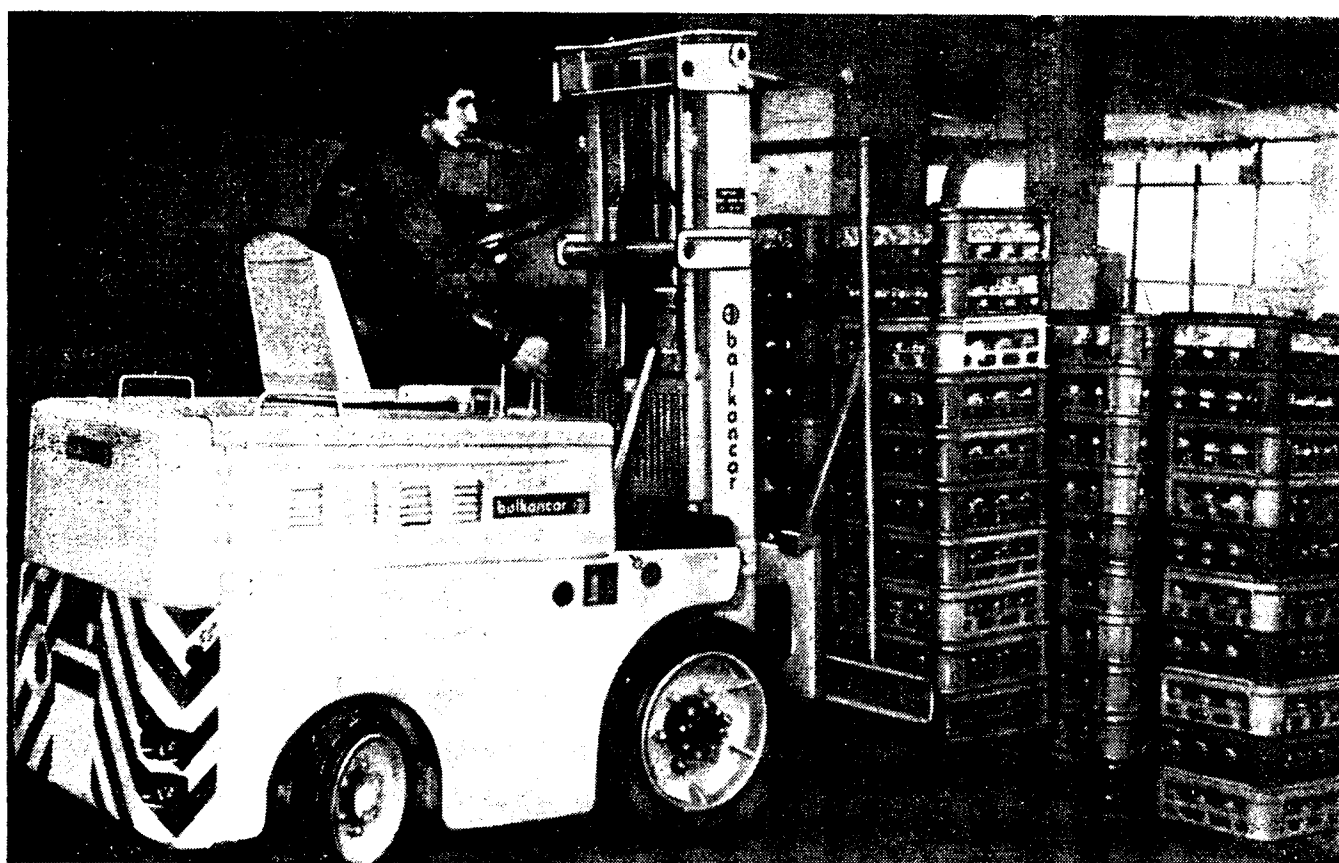
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

балканкар®

Достаточно мощные
Исключительно маневренные
Абсолютно стабильные автопогрузчики БАЛКАНКАР

Обеспечивают необходимую грузоподъемность
Маневренность
Надежность в эксплуатации



Преимуществом автопогрузчиков БАЛКАНКАР является рентабельность

Грузоподъемность до 5000 кг Высота подъема до 4500 мм

ТОРГОВОЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВО
НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ
БОЛГАРИИ
в СССР — Москва,
Мосфильмовская, 52

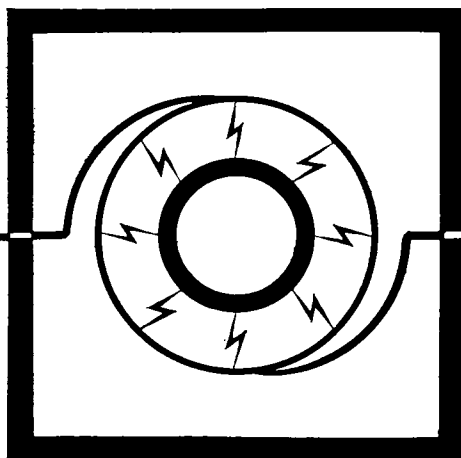
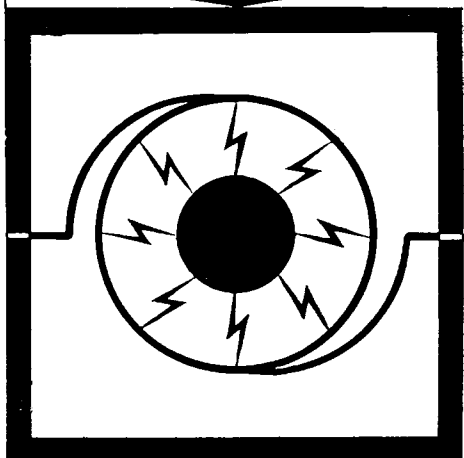
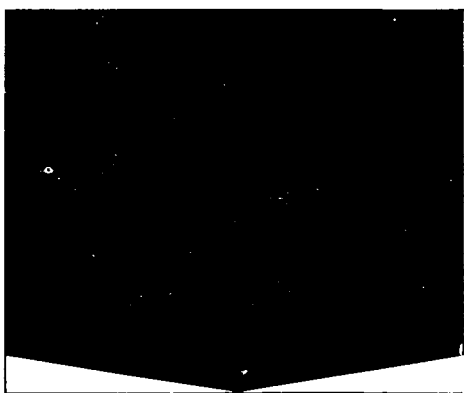
ЭКСПОРТЕР
БАЛКАНКАРИМПЭК
Болгария, София,
ул. Алабина, 56.
Телефон 88-21-22
Телекс 022386
Телеграфный адрес:
Балканкаримпекс — София

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51).

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся.

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Поверхностная закалка с индукционным нагревом — это высокое качество и значительная рентабельность!



Затраты на поверхностную закалку валов этим способом снижаются на 70%. При закалке с индукционным нагревом деталей шариковых опорных соединений можно экономить от 50 до 90% затрат на электроэнергию и до 55% рабочего времени по сравнению с закалкой и нагревом газовым пламенем.

Наши индукционно-закалочные установки повышенной частоты гарантируют быстрый нагрев, почти без окалины, незначительную деформацию и меньшую опасность появления трещин. При этом соблюдается точный технологический процесс закалки, а также возможна частичная закалка.

Быстрая наладка перед эксплуатацией, улучшение условий труда, снижение стоимости продукции и низкий расход электроэнергии — основные преимущества наших индукционно-закалочных установок. Без сложного переоборудования их можно ввести в автоматические и механизированные поточные линии.



**Kombinat VEB LEW
VEB Inducal Göllingen
DDR-4731 Göllingen**

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

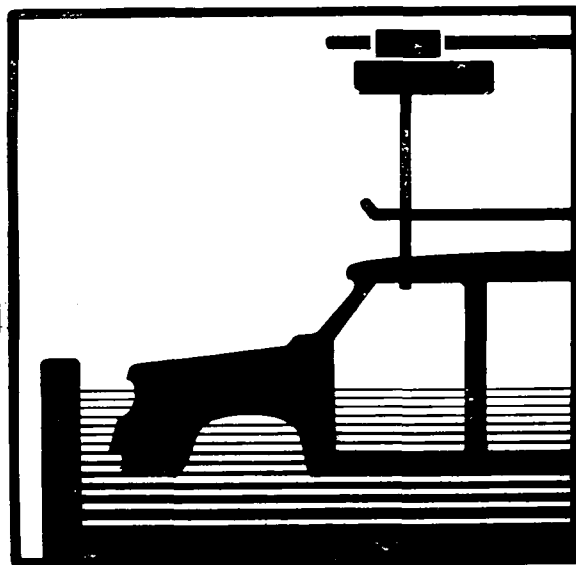
**Торговое
представительство
ГДР в СССР,
ул. Димитрова, 31,
г. Москва**

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, Кузнецкий мост, 12. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.

Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся. В О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Лакирование — электростатическое

Сушка — в инфракрасных лучах



Электростатическая окраска и сушка в инфракрасных лучах — это две технологии единого процесса лакирования изделия. Они обеспечивают равномерное покрытие мельчайшим распылением лаковых частиц, высокое качество лакового слоя, быструю сушку в инфракрасных лучах. Преимуществом электростатического лакирования при использовании сушки в инфракрасных лучах является значительная экономия лака за счет использования физических свойств электростатического поля для перемещения лака к лакируемому изделию.

Полностью автоматические установки для электростатической окраски, изготавливаемые Народным предприятием «Инфракрасные установки» (г. Ораниенбург), с успехом используются в различных отраслях промышленности.



EXPORTEUR

Kombinat VEB LEM
VEB Infrarot-Anlagen Oranienburg
DDR-14, Oranienburg

Elektrotechnik
EXPORT-IMPORT
VOLKEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR 102 BERLIN-ALEXANDERPLATZ
HAUS DER ELEKTROINDUSTRIE

Торговое представительство ГДР
в СССР
Отдел «Электротехника Электроника»,
ул. Димитрова, 31, Москва

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12, Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР
Заявки на приобретение товаров иностранного производства направляются организациями министерствам и ведомствам, в ведении которых они находятся

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ», 1973, № 3, 1—48