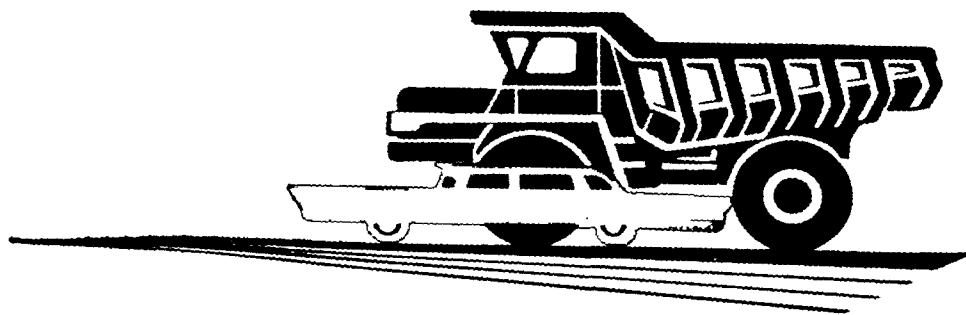


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1964

4



СОДЕРЖАНИЕ

П. Л. Червонобродов — Об основном показателе долговечности автомобильных агрегатов	1
--	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

П. Л. Браильчук, Е. А. Мионов, П. Л. Браильчук. Мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ-130 при пониженных плотностях воздуха	3
Е. Н. Зайченко, Б. Ф. Лямцев, Г. Д. Чернышев, Механический к. п. д. автомобильного турбокомпрессора	5
Л. В. Бабин, Оценка технического состояния подшипников двигателя по параметрам вибрации	8
Д. М. Аронз, Л. В. Малявинский, И. А. Трактоненко, Б. П. Кицкий, Методика деформационных испытаний автомобильных двигателей и автобензинов	10
Р. Г. Армадеров, В. М. Семенов, Б. И. Морозов, Рабочие качества автомобилей на арочных шинах	12
Б. А. Прасолов, Расчет показателей торможения	14
Л. Х. Гилелес, Конструктивные особенности новых автомобилей Минского автозавода	16
Г. А. Смирнов, М. Е. Снытин, С. И. Пешков, В. В. Федотов, Выбор программы для испытания главных передач и полуосей автомобиля на стендах с программным управлением	20
М. Н. Закс, К расчету автомобильных рам на кручение с учетом жесткости узлов	23
Б. И. Гершман, И. Г. Зацерковский, М. А. Шафаревич, К вопросу экспериментального исследования распределения масс автобуса вагонного типа . . .	29

ТЕХНОЛОГИЯ

Л. М. Бураков, Ю. А. Леушин, Л. А. Солнцев, Повышение долговечности распределительных валов двигателей заменой стали высокопрочным магнелиевым чугуном	33
А. Е. Гельфанд, Алмазное шлифование твердосплавных деталей вырубных штампов	34
А. И. Светлов, Ф. П. Василец, Подготовка и проведение испытаний на выносливость шатунных болтов на новой испытательной машине ВИМ-2	39
А. А. Трусов, Цельнотвердосплавные фрезы для обработки литейных поверхностей и сварных швов	42

ИНФОРМАЦИЯ

В. Ф. Мамонов, Автомобили компании РУТС	44
А. Г. Зубакин, Г. В. Латышев, В. Е. Тольский, Семинар по уменьшению шума и вибрации автомобилей	47

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

В. В. Осепчугов, Рецензия на книгу А. С. Литвинова, Р. В. Ротенберга, А. К. Фрумкина «Шасси автомобиля (Конструкция и элементы расчета)», Машгиз, 1963.	
---	--

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор П. А. Пирязев.

Сдано в производство 7/II 1964 г. Подписано к печати 21/III 1964 г.
Т-05316 Тираж 12330 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 9. Бум. л. 3. Формат 60×90/32. Зак. 700.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1964

Год издания XXX

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ
ПРИ ГОСПЛАНе СССР

УДК 629.113.004.6

Об основном показателе долговечности автомобильных агрегатов

(В порядке обсуждения)

П. Л. ЧЕРВОНОБРОДОВ

Московский автозавод имени Лихачева

ПОВЫШЕНИЕ качества продукции, в первую очередь долговечности автомобилей, — источник большой экономии в народном хозяйстве. Чтобы решить поставленную в Программе КПСС задачу: «повысить роль показателей качества в планировании и оценке работы предприятий», нужно иметь объективные показатели качества продукции, которые могли бы планироваться заводам, а после выпуска автомобилей действительная величина их подвергалась бы проверке в эксплуатации.

Долговечность автомобильных агрегатов обычно измеряется величиной их среднего срока службы до капитального ремонта. Недостаток этого показателя в том, что он не учитывает объемов текущих ремонтов, производимых до капитального ремонта, которые измеряются средними затратами на текущие ремонты.

Если двигатели, например, ремонтировать в автохозяйстве, заменяя не только поршневые кольца и вкладыши коленчатого вала, но и поршни с гильзами цилиндров, то срок их службы до капитального ремонта увеличится. Если текущий ремонт производить 2—3 раза, то срок службы до капитального ремонта станет еще больше. Так, в частности, и поступают таксомоторные парки г. Москвы с двигателями автомобиля «Волга». Правда, некоторые парки такие ремонты не делают у себя, а отправляют двигатели в капитальный ремонт. Поэтому при прочих равных условиях у них средний срок службы до капитального ремонта будет ниже, чем у тех парков, которые делают текущий ремонт.

Иногда разница в величине среднего срока службы до капитального ремонта есть результат всего лишь различной методики ее подсчета. Например, ремонт двигателей в Первом таксомоторном парке г. Москвы с заменой поршневых колец, поршней, гильз цилиндров и других деталей относят к текущим, а в Десятом парке такие же по объему ремонты — к капитальным. Соответственно в Первом парке затраты на них учитывают по статье расходов на текущий ремонт, в Десятом парке оплату производят со специального счета, т. е. из амортизационных отчислений.

Итак, средний срок службы до капитального ремонта, взятый без учета затрат на текущие ремонты, не может служить критерием для объективной оценки долговечности автомобильных агрегатов.

Поясним сказанное на примере (рис. 1). Средний срок службы новых двигателей автомобиля «Волга» до капитального ремонта в Первом таксомоторном парке составил 143 100 км, а двигателей после капитального ремонта 57 400 км. Из 68 новых двигателей 23 двигателя прошли текущий ремонт с заме-

ной основных деталей. Расход основных деталей на эти ремонты составил 1062 руб. Из 112 двигателей после капитального ремонта в текущем ремонте побывало 12 двигателей. При этом затраты на основные запасные части составили 466,2 руб.

После текущих ремонтов пробег 23 новых двигателей в среднем составил 70 500 км, а 12 двигателей после капитального ремонта 25 200 км.

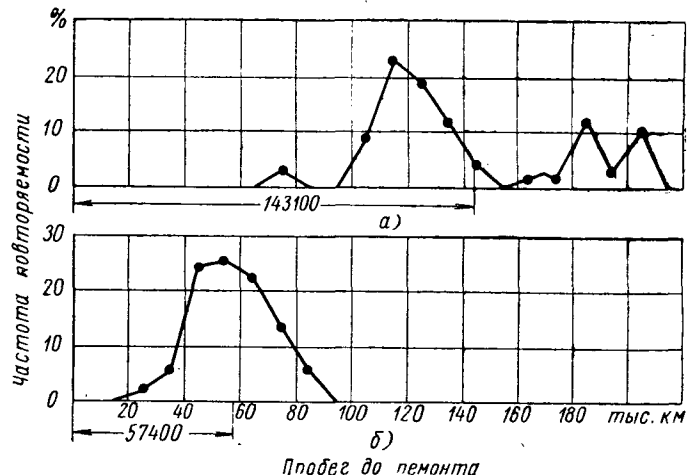


Рис. 1. Сроки службы двигателей до капитального ремонта: а — новые двигатели; б — двигатели после капитального ремонта.

Из приведенных данных получаем показатель сравнительной долговечности двигателей, выраженный через отношение сроков службы их до капитального ремонта: $\frac{57\,400}{143\,100} = 0,40$, т. е. 40%.

Удельные затраты на текущий ремонт новых двигателей равны $\frac{106\,200}{23 \times 70\,500} = 0,65 \text{ коп/км}$, а двигателей после капитального ремонта $\frac{46\,620}{12 \times 25\,200} = 0,155 \text{ коп/км}$. Затраты на теку-

ший ремонт, отнесенные к 1 км пробега, тем меньше, чем выше долговечность. Сравнительная долговечность двигателей, выраженная через удельные затраты на текущий ремонт, равна $0,065 / 0,155 = 0,42$, т. е. 42%.

Необходимо выяснить, какой из двух показателей более точно характеризует сравнительную долговечность новых двигателей и двигателей после капитального ремонта.

В данном случае примерно каждый третий новый двигатель ($23 : 68 = 0,34$) и каждый десятый двигатель после капитального ремонта ($12 : 112 = 0,107$) прошли текущий ремонт. Следовательно, объемы текущих ремонтов новых двигателей намного больше тех же объемов двигателей после капитального ремонта. Если принять, что качество текущего ремонта одинаковое, то выходит, что предпочтение надо отдать второму показателю, т. е. сравнительным удельным затратам на текущий ремонт.

В случае, когда объемы текущих ремонтов одинаковые, более точным будет первый показатель — сравнительные сроки службы до капитального ремонта.

Основной недостаток рассмотренных показателей — их зависимость от объемов и качества текущего ремонта. Кроме того, второй показатель неудобен потому, что по существующей системе учета затраты на текущий ремонт бухгалтерия подсчитывает в суммарном денежном выражении, не выделяя из них ни отдельные агрегаты, ни автомобили, ни агрегаты, бывшие в капитальном ремонте.

Объективная оценка долговечности возможна с помощью другого показателя — среднего срока службы агрегата до первого отказа в работе, при котором возникает необходимость в замене хотя бы одной основной детали. Рассмотрим предпосылки, обуславливающие преимущество этого показателя.

Как следует из определения, первый отказ связан с выходом из строя какой-либо основной детали. Под основными деталями подразумеваются детали, затраты на которые (в руб.) составляют подавляющую часть общих затрат всех запасных частей на все виды ремонта. Чтобы выделить основные детали из общей массы запасных частей, нужно знать среднее количество деталей данного наименования, расходуемых на ремонты, и стоимость каждой детали.

Произведение среднего количества деталей на их стоимость, отнесенное к стоимости расхода всех запасных частей, показывает удельный вес стоимости каждой детали в общем расходе. К основным деталям по каждому агрегату целесообразно отнести детали, стоимость затрат на которые составляет около 80—90% стоимости всех расходуемых запасных частей на ремонт агрегата.

Оказывается, что количество наименований основных деталей, выделенных из общей массы в указанном порядке, как правило, относительно невелико. Так, например, для двигателя автомобиля «Волга» поставляется около шестидесяти наименований запасных частей. Количество же основных деталей составляет только одиннадцать наименований: кольца поршневые, вкладыши шатунные, вкладыши коренные, поршни, поршневые пальцы, гильзы цилиндров, клапаны (впускные и выпускные), толкатель, шестерня распределительного вала, головка блока, коленчатый вал. Количество основных деталей по агрегатам и системам автомобиля ЗИЛ-164 составляет около 34% от общего количества наименований запасных частей при удельном весе их в стоимости всех запасных частей около 89%.

Значительное влияние на себестоимость транспортной работы оказывают не только затраты на ремонты, но и потери от простоев, вызванных отказами. Относительно большие простои могут быть из-за частых отказов недорогих, но наиболее надежных деталей. Эти детали также должны включаться в номенклатуру основных.

Отказ в работе какой-либо из основных деталей в связи с предельным износом или поломкой обычно влечет за собой «путную» замену при ремонте других основных деталей. Хотя детали, заменяемые попутно, имеют еще некоторый запас работоспособности, замена их необходима. Цель ее — уменьшить вероятность отказа этих деталей между ремонтами, т. е. обеспечить требуемую надежность агрегата. Перечень заменяемых деталей от случая к случаю не одинаков, но в среднем образует довольно устойчивую номенклатуру.

Поэтому первая замена по износу или поломке даже одной основной детали есть признак первого отказа в работе. Наличие относительно небольшого количества основных деталей в автомобилях, тракторах и других машинах массового производства создает основу для простого и достоверного учета сроков службы автомобилей до первого отказа.

Как при текущем, так и при капитальном ремонте затраты на основные детали составляют около половины общей себестоимости ремонтов. Другая половина — это трудовые затраты, расход материалов и прочих запасных частей. По условию отбора в число основных деталей попадают те, которые первыми выходят из строя. Следовательно, текущий ремонт и затраты на него начинаются по существу с момента первого отказа агрегата.

Таким образом, срок службы до первого отказа в работе не зависит ни от объемов текущих ремонтов, ни от качества их.

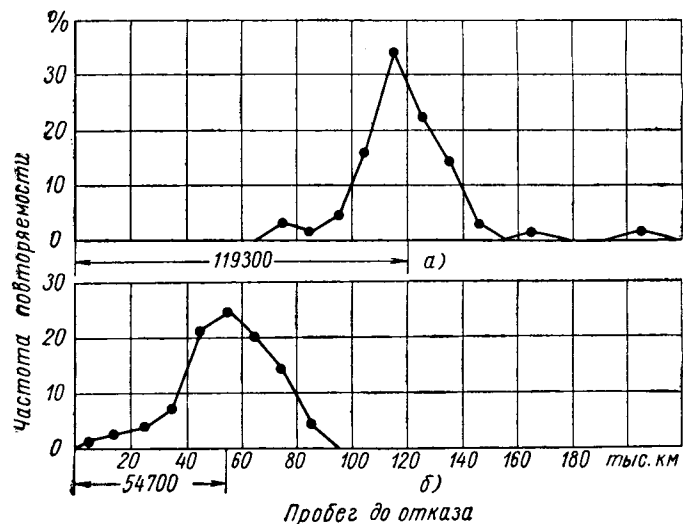


Рис. 2. Сроки службы двигателей до первого отказа в работе: а — новые двигатели; б — двигатели после капитального ремонта.

На рис. 2 приведена диаграмма распределения сроков службы до первого отказа тех же двигателей, что и на рис. 1. Средний срок службы новых двигателей до первого отказа составил 119 300 км, двигателей после капитального ремонта — 54 700 км. Показатель сравнительной долговечности двигателей после капитального ремонта и новых двигателей равен $54\,700 / 119\,300 = 0,457$, т. е. 46%.

Как видим, качество капитального ремонта точнее характеризуется средней величиной срока службы до первого отказа, чем средней величиной срока службы до капитального ремонта. Уменьшение показателя с 46 до 40% при оценке по сроку службы до капитального ремонта объясняется, как было показано увеличенными объемами текущих ремонтов новых двигателей (34% против 10,7%).

Кроме средних величин, важной характеристикой распределений сроков службы до первого отказа в работе и до капитального ремонта являются среднеквадратические отклонения. Отношение среднеквадратического отклонения к средней величине, выраженное в процентах, называется коэффициентом вариации. Чем меньше коэффициент вариации, тем теснее группируются около средней величины случаи ремонта агрегатов, т. е. меньше рассеивание сроков службы.

На величину коэффициента вариации оказывают влияние как конструктивные, так и технологические факторы. В значительной степени величина его зависит от качества и стабильности технологического процесса изготовления или капитального ремонта агрегатов.

Коэффициент вариации распределений сроков службы до капитального ремонта (рис. 1) составляет 24,4% для новых двигателей; 23,9% для двигателей после капитального ремонта. Коэффициент вариации распределений сроков службы до первого отказа в работе равен 15,5% для новых двигателей, 30,3% для двигателей после капитального ремонта.

Отношение коэффициентов вариации распределений сроков службы до капитального ремонта составляет $\frac{23,9}{24,4} = 0,98$, а рас-

пределений до первого отказа $\frac{30,3}{15,5} = 1,95$.

В первом случае (рис. 1) получается, что рассеивание сроков службы новых двигателей больше, чем двигателей после капитального ремонта. Если теперь оценивать качество и ста-

бильность технологического процесса производства двигателей по распределению сроков их службы до капитального ремонта, то приходим к неверному выводу, что технологический процесс на авторемонтных предприятиях более устойчивый, чем на заводах-изготовителях.

Во втором случае, т. е. при оценке технологического процесса по диаграммам распределений сроков службы до первого отказа, получаем результат, верно отражающий истинное положение.

Сравнение измерителей долговечности новых двигателей и двигателей после капитального ремонта, находящихся в одинаковых условиях эксплуатации, позволило яснее представить преимущества рассматриваемого показателя — срока службы до первого отказа в работе. Главное его назначение — в объективной оценке долговечности агрегатов, выпускаемых автозаводами.

Необходимо иметь в виду, что непрерывное увеличение средней величины сроков службы автомобильных агрегатов до первого отказа в работе при одновременном уменьшении рассеи-

вания сроков службы — это главный путь повышения технической готовности автомобилей и снижения расходов на их ремонты.

Закон рассеивания сроков службы новых двигателей по данным о их пробегах до капитального ремонта в данном частном случае существенно отличается от нормального закона, свойственного распределению пробегов до первого отказа. Это видно из диаграмм распределений, приведенных на рис. 1 и 2. Таким образом, по данным о пробегах агрегатов до капитального ремонта труднее определить присущий им закон рассеивания сроков службы. Между тем, знание этих законов крайне необходимо для определения вероятного количества ремонтов агрегатов в зависимости от их пробегов, для расчета нужного количества запасных частей и для решения ряда других задач.

Таким образом, срок службы до первого отказа, связанного с заменой хотя бы одной основной детали, является лучшим показателем долговечности автомобильных агрегатов. Этот показатель характеризует долговечность автомобильных агрегатов более объективно, чем срок службы их до капитального ремонта.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.431.73

Мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ-130 при пониженных плотностях воздуха

Канд. техн. наук П. Л. БРАИЛЬЧУК, Е. А. МИРОНОВ, П. Л. БРАИЛЬЧУК

Таджикский политехнический институт

КЛИМАТИЧЕСКИЕ и дорожные условия, в которых эксплуатируются автомобили, на территории Советского Союза отличаются большим разнообразием. На огромной территории южных районов Средней Азии, в значительной мере представляющих собой высокие плоскогорья, пересеченные горными хребтами, почти все перевозки осуществляются автомобильным транспортом.

Главные магистрали, ведущие в Горно-Бадахшанскую автономную область (Памир), пролегают в среднем на высоте 3000 м над уровнем моря, пересекают несколько горных перевалов высотой до 5000 м.

Кроме того, Советский Союз экспортирует большое количество автомобилей в зарубежные страны с высокогорными автомобильными трассами. Эксплуатация грузовых автомобилей в условиях значительного разрежения воздуха, крутых подъемов и спусков вызывает ряд явлений, которые неблагоприятно сказываются на стоимости перевозок и сроке службы автомобилей.

В связи с этим перед автомобильной промышленностью возникает необходимость внесения изменений в конструкцию автомобилей, предназначенных для эксплуатации в горных условиях, а также создания специальной модификации топливной аппаратуры, способной удовлетворительно работать при пониженных плотностях воздуха.

Для отработки такой модификации автомобиля и топливной аппаратуры важное значение имеет всестороннее исследование работы двигателя в условиях пониженных плотностей воздуха.

Летом 1962 г. Московский автозавод имени Лихачева и кафедра автомобильного транспорта Таджикского политехнического института проводили лабораторно-дорожные испытания двух новых образцов автомобилей ЗИЛ-130 на высокогорной автомобильной трассе Памира. Кафедра автомобильного транспорта дополнительно к заводской программе провела исследование основных параметров работы двигателя ЗИЛ-130 в реальных высотных условиях.

Для испытания двигателя была изготовлена специальная установка. В качестве тормозного устройства на этой установке был приспособлен гидравлический тормоз от обкаточного тормозного стенда ОТ-6. Гидротормоз смонтирован на специальном приспособлении, которое легко устанавливается на раме автомобиля ЗИЛ-130 вместо снятого кузова.

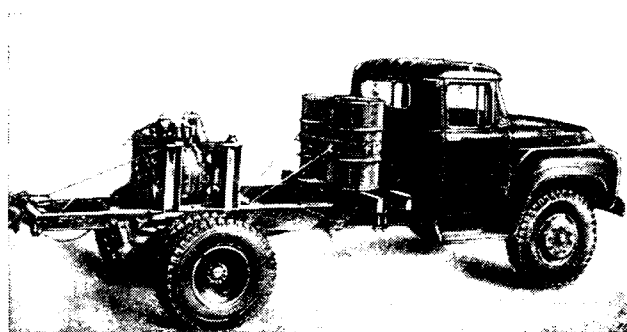


Рис. 1.

Гидротормоз подвешивается на винтах к четырем стойкам, которые прикрепляются к раме автомобиля (рис. 1). С помощью этих винтов гидротормоз можно устанавливать в транспортном или рабочем положении. Как видно из рис. 1, тормоз поднят в крайнее верхнее положение, в котором его удобно транспортировать. В рабочем положении гидротормоз с помощью этих винтов опускается вниз и вал тормоза соединяется с карданным валом автомобиля.

Питание гидротормоза водой осуществлялось из автоцистерны. Число оборотов вала двигателя регистрировалось дистанционным тахометром типа ТЭ-204. Расход топлива контролировался по весу. Температура воды на входе и выходе из радиатора и температура масла в двигателе контролировались ди-

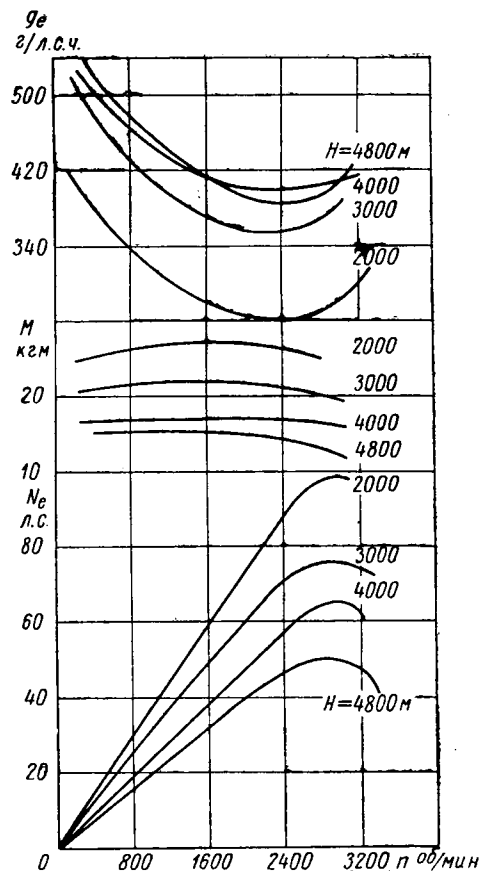


Рис. 2.

станционными термометрами сопротивлений. Температура отработавших газов измерялась термопарами. Испытания двигателя включали в себя проведение серии опытов по снятию скоростных характеристик двигателя на различных высотах.

Первая серия опытов была проведена на вершине перевала Ак-Байтал — в наивысшей точке трассы Ош-Хорог. По авиационному высотометру в этом пункте была зарегистрирована высота 4850 м над уровнем моря, а барометрическое давление 430 мм рт. ст.

Следующие серии опытов были проведены на высотах 4000, 3000 и 2000 м над уровнем моря. Все испытания проводились при заводской регулировке карбюратора. Для сравнения за ис-

ходные принимались данные характеристики двигателя, снятой на высоте 2000 м.

Изменение крутящего момента, мощности и удельного расхода топлива в зависимости от высоты над уровнем моря отражено на рис. 2.

Максимальный крутящий момент по мере увеличения высоты H над уровнем моря до 4800 м снижается с 27,8 до 14,3 кгм, сохраняя всего 51,5% своего максимального значения на высоте 2000 м.

Соответственно уменьшается также эффективная мощность, которая на высоте 4800 м достигает 49 л. с., что составляет 49,5% ее максимального значения.

На рис. 3 приведены графики изменения мощности в зависимости от высоты над уровнем моря при различных числах оборотов и данные часового расхода топлива.

Выводы

1. Из скоростных высотных характеристик двигателя ЗИЛ-130 следует, что по мере увеличения высоты над уровнем моря происходит значительное снижение мощностных показателей двигателя. На каждые 1000 м высоты над уровнем моря приходится в среднем 12,5% падения мощности двигателя.

2. Коэффициент избытка воздуха по мере подъема на высоту над уровнем моря до 4800 м резко снижается, что неизбежно приводит к неполному сгоранию топлива и большому количеству остаточных газов.

3. Вследствие чрезмерного обогащения рабочей смеси происходит неполное сгорание и догорание топлива на выпуске. Последнее вызывает нарушение температурных режимов двигателя, падение эффективной мощности и большое увеличение расхода топлива, что очень сильно снижает экономические показатели двигателя. Так, на высоте 4800 м над уровнем моря увеличение удельного расхода топлива достигает 40—45%.

4. Двигатель ЗИЛ-130 при его эксплуатации в высокогорной местности более 2500 м над уровнем моря не может нормально работать с топливной аппаратурой серийного выпуска. В этом случае необходимы карбюраторы со специальной регулировкой.

5. В связи с большими потерями мощности двигателя при пониженных плотностях воздуха (до 50%) для автомобилей, эксплуатируемых в высокогорных условиях, необходимо снизить в оптимальных пределах их номинальную грузоподъемность.

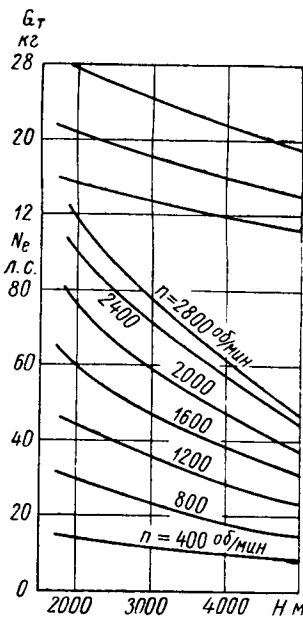


Рис. 3.

П О П Р А В К И

В журнале „Автомобильная промышленность“ № 2 за 1964 г. в статье М. М. Щукина допущены следующие опечатки:

Стр.	Колонка	Формула	Напечатано	Должно быть
8	Левая	(12)	$\dots + \xi_{1-a} \Delta t_2$	$\dots + \xi_{1-a} K_m \Delta t_2$
8	Левая	(13)	$\dots - \xi_{1-b} \Delta t_2$	$\dots - \xi_{1-b} K_n \Delta t_2$

Механический к.п.д. автомобильного турбокомпрессора

Е. Н. ЗАЙЧЕНКО, Б. Ф. ЛЯМЦЕВ, Г. Д. ЧЕРНЫШЕВ

НАМИ, Ярославский моторный завод

Развитие автомобильной промышленности во многом определяется совершенством конструкции двигателей и их агрегатов. Улучшение их конструкции идет в направлении повышения скорости вращения валов и снижения размеров и веса, а также повышения эксплуатационной надежности. В большинстве случаев надежность автомобилей в эксплуатации определяется качеством работы подшипников.

В автомобильных турбокомпрессорах, работающих при высоких числах оборотов ротора — до 40—60 тыс. об/мин и выше, нашли исключительное применение подшипники скольжения. Так как обычные подшипники скольжения с запрессованной втулкой не могут обеспечить надежную работу высокооборотных турбокомпрессоров, то за последнее время стали применяться подшипниковые узлы, более стойкие в отношении возникновения самовозбуждающихся колебаний ротора и улучшающие свойства подшипника гасить колебания. В таких узлах подшипников втулка размещается с зазором в корпусе подшипников и совершает вращательное движение (рис. 1). Мас-

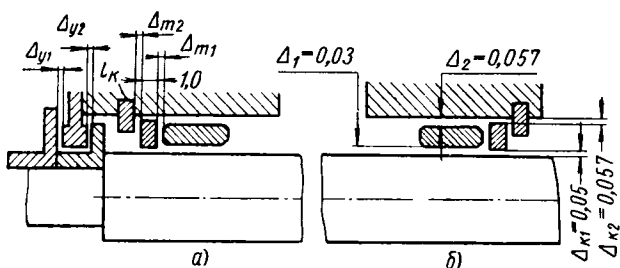


Рис. 1. Схема узла подшипников турбокомпрессора:
а — сторона нагнетателя; б — сторона турбины.

ло к подшипникам подается из масляной полости, расположенной между подшипником со стороны турбины и подшипником со стороны нагнетателя. Осевой зазор ротора $\Delta y_1 + \Delta y_2 = \Delta y$.

Свойства подшипников с вращающейся втулкой еще недостаточно изучены, а материалы, позволяющие определять потери на трение в них, практически отсутствуют. Это затрудняет проведение расчетов, связанных с проектированием и исследованием автомобильных турбокомпрессоров.

На основании экспериментального исследования и теоретического анализа была выработана упрощенная методика определения механических потерь для узлов подшипников такого вида.

Выражение для механического к.п.д. турбокомпрессора можно представить так:

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{N_{mp.s}}{N_k}}, \quad (1)$$

где $N_{mp.s}$ — суммарная мощность потерь на трение в узле подшипников в л. с.;

N_k — мощность нагнетателя в л. с.

Мощность, расходуемая на привод нагнетателя,

$$N_k = \frac{G_k L_k^*}{75 \eta_k^*}, \quad (2)$$

где G_k — расход воздуха через нагнетатель в кг/сек;

L_k^* — изоэнтальпическая работа сжатия в нагнетателе по параметрам торможения в кгм/кг;

η_k^* — изоэнтальпический к.п.д. нагнетателя по параметрам торможения.

После преобразований формулы (2) получим

$$N_k = k_n \varphi_k (\mu_{k2} + \alpha_{np} + \alpha_d) u_{k2}^3, \quad (3)$$

где $k_n = \frac{\pi}{300} \rho_{k1} D_{k2}^2 (\bar{D}_{k1}^2 - D_{k0}^2)$ — коэффициент, постоян-

ный для данного нагнетателя;

ρ_{k1} — плотность воздуха перед нагнетателем в кгсек²/м⁴;

D_{k2} — наружный диаметр колеса нагнетателя в м;

D_{k1} — относительный диаметр входа в колесо нагнетателя;

\bar{D}_{k0} — относительный диаметр втулки колеса нагнетателя;

φ_k — коэффициент расхода нагнетателя;

μ_{k2} — коэффициент, учитывающий конечное число лопаток колеса нагнетателя;

α_d — коэффициент дисковых потерь;

α_{np} — коэффициент, учитывающий перетекание из колеса;

u_{k2} — окружная скорость колеса нагнетателя на наружном диаметре в м/сек.

Применительно к узлу подшипников (рис. 1) суммарная мощность трения $N_{mp.s}$ может быть выражена как

$$N_{mp.s} = N_{mp.k} + N_{mp.m} + N_{mp.y} + N_{mp.v}, \quad (4)$$

где $N_{mp.k}$ — мощность трения в подшипнике со стороны нагнетателя в л. с.;

$N_{mp.m}$ — мощность трения в подшипнике со стороны турбины в л. с.;

$N_{mp.y}$ — мощность трения в упорном подшипнике в л. с.;

$N_{mp.v}$ — мощность трения вала в масляной полости турбокомпрессора в л. с.

Как показывают исследования,

$$N_{mp.k} = N_{mp.m} = N_{mp.y},$$

тогда выражение (4) преобразуется так:

$$N_{mp.s} = 2 N_{mp} + N_{mp.v} + N_{mp.v}^* \quad (5)$$

Высокая степень балансировки и малые веса роторов обуславливают незначительную нагруженность высокооборотных подшипников автомобильных турбокомпрессоров.

Число Зоммерфельда [1], характеризующее степень нагруженности подшипника,

$$\Delta_3 = \frac{G_p}{2 l u_1 \mu} \left(\frac{\Delta_1}{R_1} \right)^2, \quad (6)$$

где G_p — вес ротора в кг;

l — длина втулки ротора в м;

u_1 — окружная скорость поверхности вала в м/сек;

μ — вязкость масла в кг-сек²/м².

Для рабочих чисел оборотов ротора оно не превышает 0,01. Это позволяет для приближенного исследования потерь в подшипниках применить схему Н. П. Петрова [2]. В соответствии с этой схемой оси вала, втулки и корпуса подшипников совпадают с осью вращения, а скорости граничных слоев смазки в зазорах равны скоростям граничных поверхностей. Закон изменения скорости слоев смазки в зазоре принимается линейным.

В соответствии с этим работа трения в подшипнике $L_{тр}$ с учетом работы трения упорного кольца равна

$$L_{тр} = L_{тр.вм} + L_{тр.к0} = \omega_{тк} (M_{вм} + M_{к0}) = \omega_{тк} M_{вм} (1 + k), \quad (7)$$

где $L_{тр.вм}$ — работа трения втулки подшипника в $кгм/сек$;
 $\omega_{тк}$ — угловая скорость вращения ротора турбокомпрессора в $1/сек$;
 $M_{вм}$ — момент трения во внутреннем зазоре между валом и втулкой в $кгм$;
 $M_{к0}$ — момент трения во внутреннем зазоре между валом и упорным кольцом в $кгм$;
 k — коэффициент, учитывающий величину потерь на трение в упорном кольце.

Коэффициент k не превышает 1%, поэтому в дальнейшем он не будет учитываться. Тогда выражение (7) примет вид

$$L_{тр} = L_{тр.вм}. \quad (8)$$

В свою очередь, $L_{тр.вм}$ можно представить так:

$$L_{тр.вм} = \mu F_{вм} u_1^2 \frac{1-m}{\Delta_1}, \quad (9)$$

где Δ_1 — внутренний зазор между втулкой подшипника и валом в $м$;

μ — вязкость масла в $кг \cdot сек^2/м^4$ для упрощения анализа принимаемая постоянной по всей длине подшипника;

$F_{вм}$ — поверхность «соприкосновения» втулки с валом с учетом площади, занимаемой канавками в $м^2$.

Коэффициент скольжения втулки равен

$$m = \frac{\omega_{вм}}{\omega_{тк}} = \frac{u_1'}{u_1}, \quad (10)$$

где $\omega_{вм}$ — угловая скорость вращения втулки в $1/сек$;

u_1 — окружная скорость внутренней поверхности втулки в $м/сек$.

Коэффициент скольжения втулки определим из условия равновесного состояния втулки, учитывая, что упорное кольцо неподвижно. Тогда

$$M_1 = M_2 + M_m = M_2 (1 + k_{мт}), \quad (11)$$

где M_1 и M_2 — соответственно моменты трения на внутренней и наружной поверхностях втулки в $кгм$;

M_m — момент трения на торце втулки в $кгм$:

$$k_{мт} = \frac{M_m}{M_2}.$$

По опытным данным $k_{мт} \approx 0,02 \div 0,07$.

После преобразований формулы (11), учитывая, что

$$u_2 = m u_1 \frac{R_2}{R_1},$$

(где u_2 — окружная скорость наружной поверхности втулки), получим выражение для определения коэффициента скольжения втулки

$$m = \frac{1}{1 + \frac{\bar{R}_2^3}{\Delta_2} k_k (1 + k_{мт})}, \quad (12)$$

где

$$\bar{R}_2 = \frac{R_2}{R_1};$$

$$\bar{\Delta}_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta_1};$$

k_k — коэффициент, учитывающий поверхность, занимаемую канавками на внутренней поверхности втулки.

Как показывают опыты по измерению числа оборотов вращающейся втулки (рис. 2), выражение (11) позволяет находить коэффициент скольжения втулки m с удовлетворительной точностью.

Из формул (8), (9) и (12) можно найти работу трения подшипника с вращающейся втулкой

$$L_{тр} = \mu F_{вм} u_1^2 \frac{1}{1 + \frac{\bar{R}_2^3}{\bar{\Delta}_2} k_k (1 + k_{мт})}. \quad (13)$$

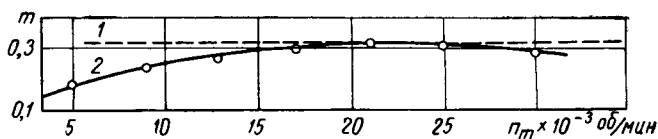


Рис. 2. Изменение коэффициента скольжения втулки в зависимости от числа оборотов ротора турбокомпрессора; 1 — расчетная кривая; 2 — экспериментальная кривая.

На рис. 3 сопоставлены результаты экспериментального и расчетного определения величины $L_{тр}$ по формуле (13). Исследование потерь проводилось калориметрическим методом на основании измерения расхода масла через каждый подшипник и соответствующего измерения перепада температур посредством термпар, размещенных в местах входа и выхода масла.

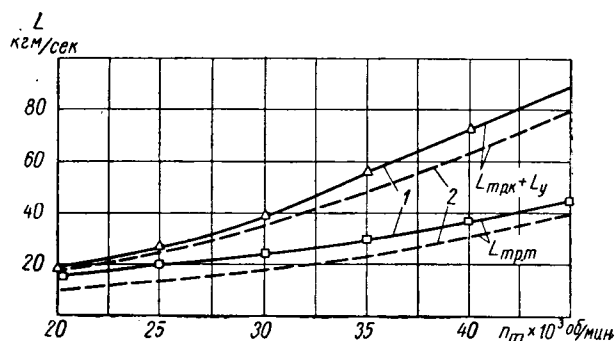


Рис. 3. Изменение работы трения подшипника со стороны турбины и подшипника со стороны нагнетателя в зависимости от числа оборотов ротора турбокомпрессора; 1 — расчетная кривая; 2 — экспериментальная кривая.

Принятая методика испытаний позволила в значительной мере исключить недостатки, присущие калориметрическому исследованию узла подшипников и получить строгую повторяемость опытов. Это было достигнуто путем выбора мест расположения термпар и их тщательной тарировки.

Если принять, что турбокомпрессор работает при постоянной температуре масла $\mu = \text{const}$, и выделить в выражении (13) постоянные величины, то, учитывая отмеченное равенство $N_{тр.к} = N_{тр.м}$, получим

$$L_{тр} = L_{тр.м} = L_{тр.к} = k_{вм} u_1^2. \quad (14)$$

Работа трения в упорном подшипнике

$$L_{тр.у} = 2 L'_{тр.у}, \quad (15)$$

где

$$L'_{тр.у} = \mu F_y \frac{u_{cp}^2}{\Delta_{y1}}.$$

Если использовать соотношения:

$$R_{y.cp} = R_{y1} \sqrt{\frac{1}{2} (\bar{R}_y^2 + 1)}; \quad \bar{R}_{y1} = \frac{R_{y1}}{R_1} \text{ и } u_{cp} = u_1 \frac{R_{y.cp}}{R_1}$$

и выполнить ряд преобразований, учитывая, что

$$\Delta_{y1} + \Delta_{y2} = \Delta_y \text{ и } \bar{\Delta}_{y1} = \frac{\Delta_{y1}}{\Delta_y},$$

получим

$$L_{mp.y} = \frac{1}{2} \pi R_{y1}^2 \bar{R}_{y1}^2 (\bar{R}_{y2}^2 - k_{yк} - 1) (\bar{R}_{y2}^2 + 1) \times \\ \times \mu \frac{u_1^2}{\Delta_y \bar{\Delta}_{y1} (1 - \bar{\Delta}_{y1})}, \quad (16)$$

где $k_{yк}$ — коэффициент, учитывающий площадь канавок на торцовых опорах осевого подшипника.

Проведенные экспериментальные и расчетные исследования показали, что в реальных пределах изменения осевой нагрузки в подшипнике турбокомпрессора, определяемых соотношени-

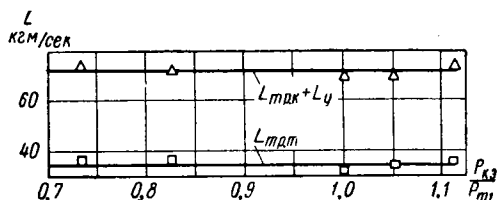


Рис. 4. Изменение работы трения подшипника со стороны турбины и подшипника со стороны нагнетателя в зависимости от величины и направления осевого усилия ($n=40\,000$ об/мин).

ем давления после нагнетателя $p_{кз}$ и давления перед турбиной $p_{т1}$, величина $L_{mp.y}$ не изменяется (рис. 4).

Выделив постоянные величины из выражения (16), получим

$$L_{mp.y} = k_y u_1^2. \quad (17)$$

В соответствии с гидродинамической теорией вязкой несжимаемой жидкости [3] выражение для определения потерь на трение вала в масляной полости турбокомпрессора имеет вид

$$L_{mp.va} = 4 \pi l_{va} \mu u_1^2 = k_{va} u_1^2, \quad (18)$$

где l_{va} — длина вала между подшипниками.

Используя формулы (5), (14), (17), (18), получим выражение для суммарных потерь на трение в узле подшипников:

$$L_{mp.S} = (2 k_{vm} + k_y + k_{va}) u_1^2 = k_S u_1^2. \quad (19)$$

Для составления баланса потерь в узле подшипников введем относительные величины работ трения:

$$\begin{aligned} L_{mp.к} &= \frac{L_{mp.к}}{L_{mp.S}}; \\ L_{mp.m} &= \frac{L_{mp.m}}{L_{mp.S}}; \\ \bar{L}_{mp.y} &= \frac{L_{mp.y}}{L_{mp.S}}; \\ \bar{L}_{mp.va} &= \frac{L_{mp.va}}{L_{mp.S}} \end{aligned} \quad (20)$$

и относительное число оборотов ротора

$$\bar{n}_{mk} = \frac{n_{mk}}{n_{mk \max}}.$$

Из рис. 5 видно, что значительную долю потерь в узле подшипников составляют потери в упорном подшипнике. Величина потерь на вращение вала в масляной полости турбокомпрессора невелика и не превышает 3% от суммарной работы трения.

Общую мощность потерь на трение можно выразить

$$N_{mp.S} = \frac{L_{mp.S}}{75} = \frac{k_S u_1^2}{75} = \frac{4 k_S R_1^2}{75 D_{к2}^2} u_{к2}^2. \quad (21)$$

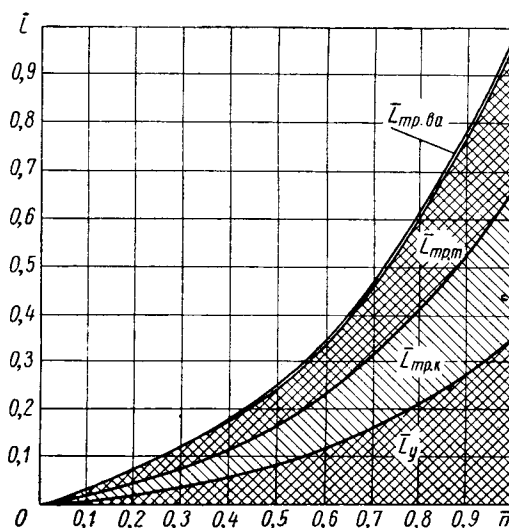


Рис. 5. Баланс потерь в узле подшипников.

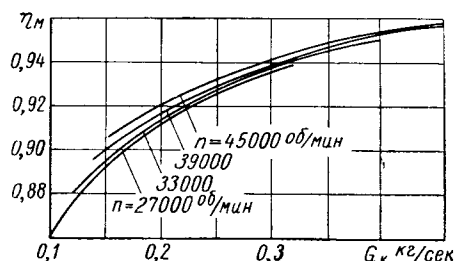


Рис. 6. Изменение механического к.п.д. турбокомпрессора в зависимости от режима работы

Подставив формулы (3) и (21) в формулу (1), получим окончательно

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{k_v}{\varphi_k (\mu_{к2} + \alpha_d + \alpha_{np}) u_{к2}}}, \quad (22)$$

где k_v — коэффициент, учитывающий постоянные для данного турбокомпрессора величины.

На рис. 6 показано изменение механического к.п.д. турбокомпрессора Ярославского моторного завода в зависимости от режима его работы. Разработанная методика позволяет с небольшими затратами времени при удовлетворительной точности определять механический к.п.д. турбокомпрессора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле. Машгиз, 1962.
2. Петров Н. П. Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости. Сб. — «Гидродинамическая теория смазки». Гостехиздат, 1939.
3. Слезкин Н. А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. Гостехиздат, 1955.

Оценка технического состояния подшипников двигателя по параметрам вибрации

Л. В. БАБИН

Киевский автомобильно-дорожный институт

К НАСТОЯЩЕМУ времени советскими и зарубежными учеными [1] разработан и внедрен в практику целый ряд методов контроля агрегатов автомобиля, в том числе его основного агрегата — двигателя. Тем не менее, существующие методы контроля автомобильного двигателя не являются достаточными для правильной оценки его технического состояния. Это, в частности, относится к методам контроля подшипников двигателя.

Исследования, проведенные в Киевском автомобильно-дорожном институте, показали, что вибрации в отдельных точках двигателя, работающего в заданном режиме, могут служить показателем технического состояния подшипников скольжения. В результате был разработан метод оценки технического состояния подшипников коленчатого вала двигателя по спектру вибрации.

Теоретические основы предлагаемого метода заключаются в следующем. Вид теоретической диаграммы крутящего момента двигателя может на практике значительно изменяться

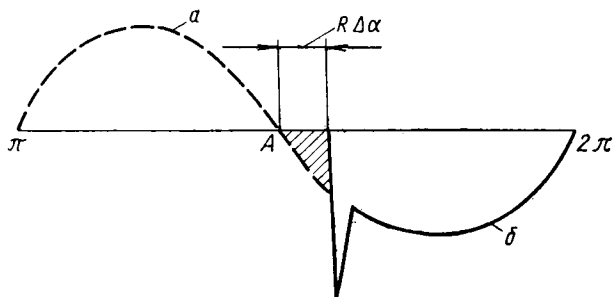


Рис. 1. Изменение теоретической диаграммы тангенциальных сил при переходе зазора в шатунном подшипнике.

вследствие ударов в сочленениях кривошипного механизма в тот момент, когда силы инерции движущихся частей двигателя меняют знак и когда давление газов в цилиндре оказывается меньше соответствующих сил инерции [2].

Для определения влияния этих ударов рассмотрим диаграмму тангенциальных усилий одного цилиндра двигателя. На рис. 1 приведены диаграммы тангенциальных сил давления газа (а) и тангенциальных сил инерции (б) возвратно движущихся частей двигателя с обратным знаком.

В точке А происходит удар из-за перехода зазора в шатунном подшипнике. Величина этого удара зависит прежде всего от величины зазора между шатунной шейкой коленчатого вала и вкладышем. Удар смягчается присутствующей в этих зазорах смазкой. Энергия удара тратится на вибрацию, выдавливание смазки из зазоров, на нагрев масла и деталей двигателя. Эта энергия показана на рис. 1 в виде заштрихованной площади. Необходимо определить энергию этих ударов.

Обозначим через Δs величину зазора в шатунном подшипнике и допустим, что малая головка и коренные подшипники не имеют зазоров. Пусть v будет постоянная скорость вращения пальца кривошипа, c — скорость поршня в тот момент, когда начинается отделение вкладыша головки шатуна от поверхности пальца кривошипа, и c' — скорость поршня в момент удара.

Тогда из рис. 2

$$c = v \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad c' = v \frac{\sin(\alpha' + \beta)}{\cos \beta},$$

где α и α' — угол поворота кривошипа до и после перехода зазора в шатунном подшипнике.

β — угол отклонения шатуна от вертикального положения.

Пусть t будет время, в течение которого совершается этот процесс. Тогда пройденный поршнем путь будет равен ct . Если

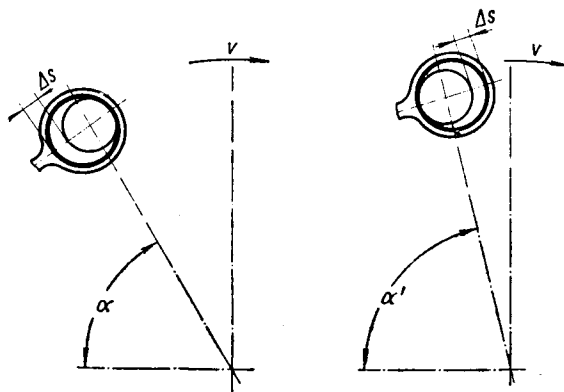


Рис. 2. Переход зазора в шатунном подшипнике при перемене знака сил инерции.

бы зазора в головке шатуна не было, этот путь равнялся бы

$$\frac{c + c'}{2} t.$$

Таким образом,

$$\Delta s = \frac{c + c'}{2} t - ct = \frac{c' - c}{2} t$$

или

$$\Delta s = \frac{vt}{2} \left[\frac{\sin(\alpha' + \beta)}{\cos \beta} - \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right].$$

Так как описанный процесс происходит в положениях кривошипа, при которых α и α' близки к $\frac{\pi}{2}$, то, пренебрегая $\operatorname{tg} \beta$ можно принять

$$\Delta s = \frac{vt}{2} (\sin \alpha' - \sin \alpha).$$

Зная, что

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} \approx 1 - \frac{1}{2} \cos^2 \alpha,$$

и полагая

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + \delta \text{ и } \alpha' = \frac{\pi}{2} + \delta',$$

можно написать

$$\Delta s = \frac{vt}{4} (\cos^2 \alpha - \cos^2 \alpha') \approx \frac{vt}{4} (\alpha' - \alpha) \cdot (\pi - \alpha - \alpha').$$

Приняв $\alpha' - \alpha = \Delta \alpha$ и $\alpha = \alpha' - \Delta \alpha$, получим

$$\Delta s = \frac{vt}{4} \Delta \alpha (\pi - 2\alpha' + \Delta \alpha). \quad (1)$$

Зная, что угол α' очень близок к $\frac{\pi}{2}$, находим

$$\Delta s = \frac{vt}{4} \Delta \alpha^2. \quad (2)$$

Подставляя $vt = R\Delta\alpha$, получаем

$$\Delta s = \frac{R}{4} (\Delta\alpha)^3.$$

Отсюда

$$R\Delta\alpha = \sqrt[3]{4R^2\Delta s}. \quad (3)$$

Уравнение (3) определяет длину дуги, описанной кривошипом, на которой происходит удар. Откладывая эту длину дуги на диаграмме (рис. 1), получим энергию удара, равную величине заштрихованной площадки. Таким образом, энергия удара, а следовательно, и вибрации, будет увеличиваться с ростом зазора в сопряженной паре.

При экспериментальном исследовании вибрации автомобильного двигателя применялся измерительный тракт, состоящий из пьезокварцевого датчика вибрации и гетеродинного спектрометра. Был принят готовый вибродатчик конструкции АН УССР. Гетеродинный спектрометр был разработан и построен специально для данных исследований.

Спектрометр может работать в режиме широкой и узкой полос. В режиме узкой полосы развертку спектра можно вести вручную и автоматически. Погрешность подсчета амплитуды при автоматической развертке спектра не превышает 7%. Спектрометр не боится тряски и устойчиво работает в течение 5 ч.

Спектрограмма, получаемая на экране, фотографировалась с помощью фотоприставки на позитивную пленку малой чувствительности, так как время развертки спектра составляет 10 сек.

Для получения параметров эталонных вибраций был взят двигатель ЗИЛ-120 с деталями с номинальными размерами и обкатан без нагрузки в течение 2 ч. Вибродатчик устанавливался в зоне трех цилиндров (второго, пятого, шестого) в четырех точках по высоте каждого цилиндра с левой стороны: в зоне головки блока, в.м.т., н.м.т., шатунного подшипника и в зонах первого, пятого и седьмого коренных подшипников.

Спектрограммы снимались при работе двигателя без нагрузки при скоростях вращения коленчатого вала 900, 1200, 1500, 1800 и 2100 об/мин.

На полученных спектрограммах из сплошного спектра выделялись дискретные составляющие с частотами, определяемыми зависимостью

$$f = k \frac{n}{2 \cdot 60} \text{ гц},$$

где n — число оборотов коленчатого вала в минуту;

k — порядок гармоник.

Наиболее четко этот гармонический ряд просматривался при 1800 об/мин коленчатого вала двигателя в пятом и шестом цилиндрах (н.м.т.) и в пятом и седьмом коренных подшипниках. Поэтому дальнейшие эксперименты велись только при указанном числе оборотов коленчатого вала двигателя.

Во втором цилиндре двигателя четкого гармонического ряда не обнаружено на всем испытываемом диапазоне оборотов. Это объясняется тем, что со вторым цилиндром рядом расположены такие интенсивные источники вибрации, как шестерни газораспределения, водяной насос и т. д. Из-за интенсивности их вибраций пришлось давать большое входное затухание (до 30 дБ) и тем самым подавлять остальные составляющие спектра. То же происходило и со спектром первого коренного подшипника. Поэтому второй цилиндр и первый коренной подшипник были исключены из опыта.

В дальнейшем были сняты спектрограммы вибрации при увеличенном зазоре в пятом шатунном подшипнике. Для этого из двигателей, поступивших в капитальный ремонт, были отобраны 30 шатунных вкладышей. Пары вкладышей были подобраны так, что при установке их в пятый шатун они давали следующие зазоры между шатунной шейкой вала и вкладышем: 0,06; 0,07; 0,08; 0,10; 0,14 мм.

В спектре вибрации пятого шатунного подшипника (пятый цилиндр, н.м.т.) при увеличении зазора начала расти состав-

ляющая 30 гц ($f = \frac{n}{60}$) пропорционально зазору. Наблюдался рост и других составляющих гармонического ряда:

$$1,5 \frac{n}{60} (45 \text{ гц}); 2,5 \frac{n}{60} (75 \text{ гц}); 3 \frac{n}{60} (90 \text{ гц}).$$

Однако рост этих гармоник не был пропорционален зазору.

В спектрограммах вибрации ближайших точек (остальные точки пятого и шестого цилиндров, пятого и седьмого коренных вкладышей) при увеличении зазора в пятом шатунном подшипнике наблюдался незначительный рост составляющей 75 гц. А в точках на головке пятого и шестого цилиндров роста третьей гармоники отмечено не было. Это позволяет сделать вывод, что увеличение зазора в подшипнике вызывает изменение параметров вибрации только в зоне работы данного подшипника.

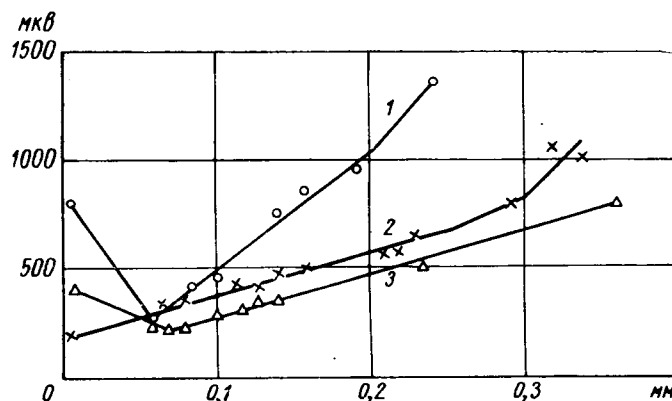


Рис. 3. Зависимость амплитуды дискретной составляющей (30 гц) спектра ускорения вибрации двигателя ЗИЛ-120 от зазора в коренных и шатунном подшипниках:

1 — пятый коренной подшипник; 2 — шатунный подшипник; 3 — седьмой коренной подшипник.

Подобные исследования вибрации были проведены на двигателях, снятых с автомобилей, поступивших в капитальный ремонт. Двигатель устанавливался на стенде СТЭУ-28. Перед снятием спектрограмм для оценки динамических свойств двигателя снимались скоростная и нагрузочная характеристики.

Спектрограммы снимались в таких точках: в н.м.т. пятого и шестого цилиндров, в зоне пятого и седьмого коренных подшипников. Из всех составляющих спектра выбиралась составляющая 30 гц и по ее амплитуде строилась зависимость ускорения вибрации от зазора в подшипнике (рис. 3).

На участке до зазора 0,06 мм идет приработка трущихся поверхностей. Поэтому энергия вибрации выше, чем при нормальном зазоре, так как имеются случайные соприкосновения гребешков неприведенных поверхностей, разрыв масляной пленки, наличие металлической стружки и т. д. Наименьшую энергию вибрация имеет при оптимальном зазоре в подшипнике: 0,07 мм для коренных подшипников, 0,05 мм для шатунных подшипников.

При увеличении зазора в подшипнике начинает расти энергия вибрации. Зависимость энергии вибрации от зазора на этом участке прямолинейная. Когда зазор достигает некоторой величины, кривая преломляется вверх. Скорость нарастания энергии вибрации от зазора увеличивается. Таким предельно допустимым зазором по ряду работ [3] является диаметральный зазор 0,29—0,32 мм для двигателя ЗИЛ-120.

Кривые зависимости вибрации от зазора для различных подшипников отличаются углом наклона прямолинейного участка кривой и запасом работы подшипника по зазору. Наибольшей крутизной обладает кривая для пятого коренного подшипника, предельно допустимым зазором для которого согласно графику является зазор 0,22 мм. Характерно, что на участке приработки шатунного подшипника не происходит увеличения вибрации с уменьшением зазора. Зона приработки шатунного подшипника настолько мала, что не была обнаружена экспериментом. Для седьмого коренного подшипника не обнаружен предельно допустимый зазор. Зона приработки совпадает с зоной приработки для пятого коренного подшипника.

Различные углы наклона прямолинейных участков этих кривых объясняются различными конструкциями вкладышей и условиями их нагружения.

Увеличение общего уровня вибрации с ростом зазора в подшипнике экспериментом не установлено. Средняя величина уровня вибрации колебалась для каждого подшипника вокруг некоторой величины: для шатунного 200 мкв, для пятого коренного 260 мкв, для седьмого коренного 170 мкв.

Величины среднего уровня вибраций расположены в той же последовательности, что и кривые на рис. 3.

Выводы

1. Полученная закономерность ускорения вибраций от зазора в подшипнике двигателя одинакова для всех подшипников.
2. Для различных подшипников эта закономерность отличается углом наклона прямолинейного участка.
3. Экспериментальные кривые могут служить для определения зазора в подшипниках двигателя.

Исследования, проведенные на других агрегатах автомобиля (задний мост автомобиля «Волга» и др.) по данной методике, подтвердили сделанные выводы.

Экспериментальные зависимости, полученные в результате исследования, позволили разработать методику оценки технического состояния подшипников автомобильного двигателя по параметрам вибрации.

При необходимом уточнении предлагаемая методика может быть применена для любого агрегата и механизма автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Луканин В. Н. Методы исследования шумов автомобильного двигателя внутреннего сгорания. Труды МАДИ, вып. 25, 1960.
2. Орлин А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Машгиз, 1956.
3. Белицкий М. С. Основы эксплуатационной долговечности двигателя автомобиля, Новочеркасск, 1961.

УДК 621.43.019.8

Методика детонационных испытаний автомобильных двигателей и автобензинов

Кандидаты техн. наук Д. М. АРОНОВ, Л. В. МАЛЯВИНСКИЙ, И. А. ТРАКТОВЕНКО,

Б. П. КИЦКИЙ

Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта,
Всесоюзный научно-исследовательский институт нефтяной промышленности, НАМИ

ДЕТОНАЦИОННАЯ стойкость автомобильных бензинов до последнего времени оценивалась октановым числом только по моторному методу (ГОСТ 511-52). Вовлечение в автобензины компонентов каталитического крекинга и каталитического риформинга привело к изменению химической структуры автобензина. В результате этого часто оказывалось, что бензины с одинаковым октановым числом по моторному методу фактически обладали разными антидетонационными качествами в автомобильных двигателях. Указанные различия особенно выявились при использовании этих бензинов в современных форсированных двигателях. Изложенное обстоятельство привело к тому, что в последние годы была введена дополнительная лабораторная оценка антидетонационных свойств автобензинов октановыми числами по исследовательскому методу (ГОСТ 8226-56). Двойная оценка позволила расширить представление об антидетонационных качествах бензинов, но не дала возможности выявить фактические антидетонационные качества бензинов, которые можно определять только при испытании на автомобильных двигателях. Такое положение с оценкой антидетонационных качеств двигателей и бензинов вызвало необходимость создания единого метода детонационных испытаний, позволяющих однообразно оценить указанные качества двигателей и топлив.

Применение единых методов для оценки антидетонационных требований двигателей и фактических антидетонационных качеств бензинов, выраженных в одних и тех же единицах, позволяет технически и экономически правильно обосновать необходимое их соответствие и планировать развитие автомобильного двигателестроения и производства автобензинов.

Для решения рассмотренных выше проблем и упорядочения всех вопросов, связанных с оценкой антидетонационных требований автомобильных бензиновых двигателей и фактических антидетонационных свойств автобензинов, а также с подбором топлив для автомобильных двигателей, на основании совместных работ НАМИ, ВНИИ НП и НИИАТ были разработаны методы детонационных испытаний двигателей и бензинов в стендовых и дорожных условиях, которые введены как стандартные (ГОСТ 10373-63).

Стандарт на «Методы детонационных испытаний» включает: метод стендовых детонационных испытаний автомобильных двигателей и автобензинов и метод дорожных детонационных испытаний автомобильных двигателей и автобензинов.

Принятый комплекс методов детонационных испытаний выбран из расчета обеспечения возможности проведения испытаний как на двигателе, установленном на стенде, так и на автомобиле в дорожных условиях без съема двигателя.

Многолетней практикой работы по данным методам установлено, что получаемые результаты при испытаниях на автомобиле в дорожных условиях близко совпадают с результатами, получаемыми при стендовых испытаниях на двигателях. Следует иметь в виду, что стендовые испытания позволяют более детально характеризовать антидетонационные качества двигателей и бензинов, чем дорожные. Однако дорожные испытания более просты и могут использоваться в тех случаях, когда задача испытаний более ограничена.

Сущность метода стендовых детонационных испытаний двигателя состоит в том, что определяются зависимости изменения мощности и удельного расхода топлива от угла опережения зажигания на ряде скоростных режимов при полном открытии дроссельной заслонки, а также фиксируются углы опережения зажигания, вызывающие начало слышимой детонации смесей эталонных топлив с различными октановыми числами при работе на различных числах оборотов. По результатам испытаний определяются антидетонационные требования двигателя при различных числах оборотов, соответствующие октановому числу эталонной смеси, обеспечивающему получение наибольшей мощности и наименьшего удельного расхода топлива при работе двигателя во время начала детонации.

В результате испытаний строятся первичные детонационные характеристики (рис. 1 верхняя часть). На первичные детонационные характеристики наносится кривая 1 оптимальных углов опережения зажигания, обеспечивающих получение максимальных мощностных показателей. Точки пересечения этой кривой с детонационными характеристиками эталонных смесей определяют требуемые для двигателя октановые числа бензина на каждом скоростном режиме при установке оптимального опережения зажигания и при условии, что двигатель работает во время начала слышимой детонации.

В нижней части (рис. 1) показана результирующая кривая 3 антидетонационных требований двигателя, построенная путем интерполяции опытных данных.

Для оценки фактических октановых чисел испытуемого топлива на сетку первичных детонационных характеристик наносится кривая 2 углов опережения зажигания, полученных при работе на испытуемом топливе также во время начала слышимой детонации.

Результирующая детонационная характеристика топлива 4, показывающая изменение его фактических октановых чисел в зависимости от числа оборотов в минуту, построена также путем интерполяции.

Одновременное получение оценки детонационных характеристик двигателя и бензина в октановых числах, принятых для

эталонных топлив, позволяет сопоставить их и обеспечить взаимное соответствие.

Сущность метода дорожных детонационных испытаний автомобилей состоит в том, что определяются зависимости изменения динамики и топливной экономичности автомобиля от начальной установки угла опережения зажигания, а также зависимость от начальной установки угла опережения зажигания октанового числа эталонной смеси, вызывающей начало слышимой детонации при разгоне автомобиля. По результатам испытаний определяются антидетонационные требования автомобиля, оцениваемые соответствующим октановым числом эталонной смеси, обеспечивающей получение наилучшей динамики и топливной экономичности автомобиля при работе двигателя во время начала слышимой детонации.

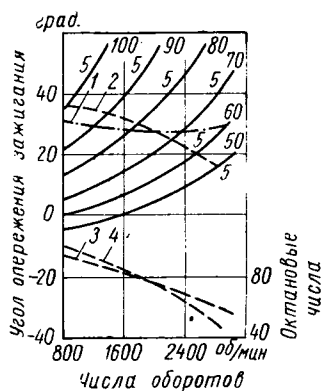


Рис. 1. Первичная детонационная характеристика:

1 — оптимальные углы опережения зажигания; 2 — испытываемое топливо; 3 — оценка требований двигателя; 4 — фактическое октановое число топлива; 5 — эталонные топлива с октановыми числами по моторному методу от 50 до 100.

На рис. 2 дан пример дорожной детонационной характеристики легкового автомобиля и показаны изменение динамики автомобиля (увеличение времени разгона на прямой передаче от 30 до 70 км/ч), изменение топливной экономичности

(увеличение расхода топлив на 100 км пробега при постоянной скорости движения 30 и 70 км/ч и при разгоне автомобиля от 30 до 70 км/ч), требуемые октановые числа бензина (углы начальной установки зажигания, вызывающие детонацию при работе на эталонных смесях с различными октановыми числами) и

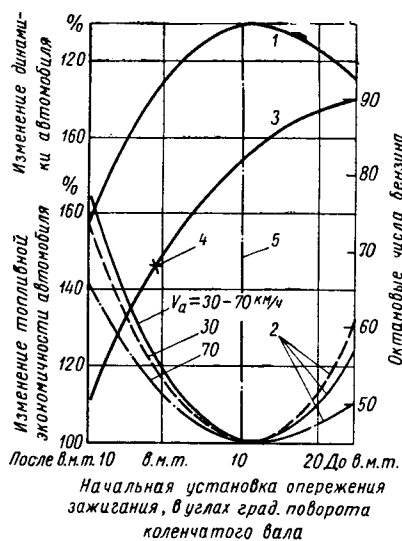


Рис. 2. Дорожная характеристика автомобиля:

1 — изменение динамики автомобиля; 2 — изменение топливной экономичности автомобиля; 3 — антидетонационные требования автомобиля; 4 — точка, характеризующая фактическое октановое число испытываемого бензина; 5 — оптимальная установка зажигания.

дорожная детонационная оценка товарного бензина с октановым числом 70 (угол опережения зажигания, вызывающий начало детонации при работе на этом бензине). Сущность метода детонационных испытаний автомобильных бензинов в дорожных условиях заключается, как и в случае стендовых испытаний, в подборе эквивалентной эталонной смеси, вызывающей начало слышимой детонации на тех же режимах и регу-

лировках углов опережения зажигания, на которых начинает детонировать испытываемый бензин.

В результате испытаний, проведенных по этому методу, выявится возможность:

1. Определить требующиеся для данного автомобильного двигателя антидетонационные качества бензина, выраженные в октановых числах по моторному методу.

2. Определить установку опережения зажигания и характеристику автомата опережения зажигания двигателя для работы на заданном сорте бензина.

3. Определить ухудшение мощностных и экономических показателей и изменение динамики и топливной экономичности автомобиля при пониженных антидетонационных качествах применяемых автобензинов.

4. Определить фактические антидетонационные качества автомобильных бензинов и их компонентов и таким образом подобрать состав бензинов, обеспечивающий наиболее полное удовлетворение детонационных требований двигателей.

Рассмотренный метод детонационных испытаний автомобильных двигателей и автобензинов применяется автомобильными заводами и научно-исследовательскими организациями как для оценки детонационных требований серийных и перспективных автомобильных двигателей, так и для оценки фактических антидетонационных свойств различных автобензинов и их компонентов.

За последние годы с использованием этого метода были проведены детонационные испытания ряда экспериментальных моделей автомобильных двигателей, результаты которых приведены в таблице.

Марка двигателя	Степень сжатия ϵ	Показания, полученные при испытании				Требуемые октановые числа		
		Максимальная мощность в л. с. при об/мин	Максимальный крутящий момент при об/мин	Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч. при об/мин	Литровая мощность в л. с./л	максимальные при об/мин	при M_k max и об/мин	при n , близких к $n_{ном}$
ЗАЗ-966	6,6	26,6	5,5	230	29,2	86,5	82,3	73,5
		3800	2600	2900		1200	2600	
МЗМА-407	7,0	47,7	9,2	216	35,0	82,5	77,3	66,0
		4550	2600	2600		1400	2600	
ЗИЛ-130	6,5	149	37,6	225	24,8	83,0	77,0	65,0
		3200	2000	2200		1000	2000	
ЗИЛ-375	6,5	165	44	250	23,7	81,0	75,5	70,0
		3800	2000	2500		1000	2000	
Урал-374	6,6	210	57,5	240	25,8	82,5	83,0	77,0
		3200	2000	2400		1000	2000	
Урал-376	6,8	220	64	230	24,3	87,7	85,0	78,5
		3000	1800	2400		1000	1800	
Урал-378	6,7	232	70	235	23,3	87,7	85,0	75,8
		2950	1800	2000		1000	1800	

В таблице даны мощностные и экономические показатели двигателей легковых и грузовых автомобилей, полученные при данных испытаниях, а также их антидетонационные требования, определенные при трех наиболее характерных режимах работы двигателя: максимальные требования, требования на режиме максимального крутящего момента и на режиме максимальной мощности.

Из этой таблицы видно, что для нормальной работы, с легкой детонацией большинства испытанных двигателей требуются и бензины, эквивалентные по антидетонационной стойкости эталонным топливам с октановыми числами 82—88 единиц.

Новый стандарт на детонационные испытания двигателей и автобензинов даст возможность еще более глубоко изучить вопросы, связанные с выявлением детонационных требований двигателей и улучшением антидетонационных качеств топлив.

Рабочие качества автомобилей на арочных шинах

Кандидаты техн. наук Р. Г. АРМАДЕРОВ, В. М. СЕМЕНОВ, Б. И. МОРОЗОВ

НАМИ

НОВЫЕ модели арочных шин (Я-170, Я-170А, Я-187, Я-217, И-213 и др.) выгодно отличаются от своих предшественников меньшим весом и более низкими моментами инерции, большей эластичностью, наличием беговой дорожки. Грунтозацепы у шин новых моделей расчленены и, кроме того, имеют уменьшенную с 60 до 35—40 мм высоту.

Рабочие качества первоначальных и последних моделей арочных шин не одинаковы. По-разному, в частности, сказывается влияние шин тех и других моделей на нагруженность трансмиссии, особенно при движении по твердому грунту и дорогам с твердым покрытием.

Публикуемые материалы получены в результате тензометрических испытаний автомобилей ЗИЛ-150, ЗИЛ-164 и ГАЗ-51, оборудованных для сравнения как арочными, так и стандартными шинами.

Испытания проводились в различное время года на влажной пахоте, сухом песке, различном снеге, сухом и обледенелом асфальте. Нагрузка в кузове автомобилей ЗИЛ-150 и ЗИЛ-164 составляла 3 т, автомобилей ГАЗ-51 — 2 т. Давление в арочных шинах автомобилей ЗИЛ составляло 0,8—1 кг/см² на грунтах и снеге и 1,6 кг/см² на асфальте, а автомобилей ГАЗ — соответственно 0,4—0,6 и 1,4 кг/см². В стандартных шинах поддерживалось давление, рекомендуемое заводской инструкцией.

В процессе тензометрических испытаний была получена количественная характеристика проходимости в виде различных коэффициентов. Опытные данные свидетельствуют о том, что сопротивление движению на различных грунтах и снеге у автомобилей с арочными шинами в 1,5—2 раза ниже, чем у автомобилей со стандартными шинами, а сцепные качества примерно во столько же раз выше (табл. 1 и 2).

Таблица 1

Коэффициенты сопротивления движению автомобиля

Поверхность	Автомобиль ЗИЛ		Автомобиль ГАЗ	
	На задней оси арочные шины модели Я-170	На обеих осях стандартные шины модели Я-170	На задней оси арочные шины модели И-213	На обеих осях стандартные шины модели Я-44
Пахота	0,138	0,237	0,143	0,230
Песок	0,200	0,410	0,195	0,312
Снег	0,210	0,244	—	—
Асфальт	0,025	0,025	0,021	0,020

В результате по рыхлой влажной пахоте автомобиль ЗИЛ на арочных шинах движется, имея силу тяги на крюке до 3000 кг, автомобиль ГАЗ — до 1700—2000 кг. Такие величины свободной силы тяги позволяют использовать обычные грузовые автомобили с арочными шинами на сельскохозяйственных перевозках даже в распутицу.

Таблица 2

Коэффициенты свободной тяги

Поверхность	Автомобиль ЗИЛ		Автомобиль ГАЗ	
	На задней оси арочные шины модели Я-170	На обеих осях стандартные шины модели Я-170	На задней оси арочные шины модели И-213	На обеих осях стандартные шины модели Я-44
Пахота	0,498	0,290	0,347	0,145
Песок	0,270	—	0,174	—
Снег	0,190	0,011	—	—
Грунтовая дорога (сухой проселок)	0,650	0,459	—	—

Высокие сцепные качества арочных шин и меньшее сопротивление движению значительно улучшают динамику разгона автомобиля на арочных шинах в тяжелых дорожных условиях и по сравнению с автомобилем на стандартных шинах позволяют ему двигаться на высших передачах и с большими скоростями. Все это благоприятно сказывается на топливной экономичности автомобиля (табл. 3).

Таблица 3

Расход топлива автомобилем ЗИЛ-164

Поверхность	Скорость движения в км/ч на шинах		Расход топлива в л/100 км на шинах	
	арочных	стандартных	арочных	стандартных
Размокшая глинистая дорога	17,0	15,0	90,5	110
Дорога, занесенная свежеснег	14,0	12,0	104,8	138

На разгон с места до скорости 7 км/ч автомобиль ЗИЛ-164 на стандартных шинах затрачивает 7,5 сек при движении по размокшей глинистой дороге и 8,2 сек при движении по талому снегу глубиной 200 мм, а на арочных шинах соответственно 3,8 и 5,6 сек. Во время трогания и разгона автомобиля на стандартных шинах наблюдалась пробуксовка ведущих колес.

На дорогах с твердым покрытием нагрузки, действующие в трансмиссии автомобиля при трогании с места и разгоне с переключением передач как на арочных, так и на стандартных шинах, практически одинаковы. Это объясняется тем, что в обоих случаях равны коэффициенты сцепления на твердой сухой дороге (порядка 0,7) и, кроме того, близки по значению произведения тангенциальной жесткости и момента инерции (cI) у колеса с одной арочной шиной или с двумя стандартными. Разница между максимальными значениями динамических крутящих моментов на полуосях в том и другом случаях не превышала 6—8%.

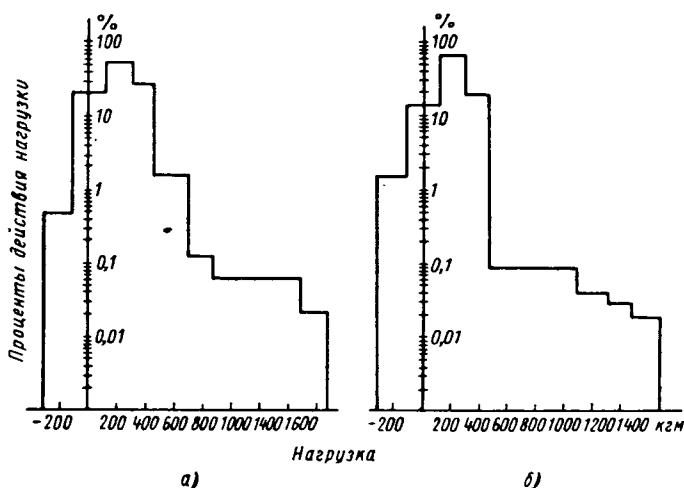


Рис. 1. Гистограммы нагружения полуосей автомобиля ЗИЛ-164 на арочных (а) и на стандартных (б) шинах.

Аналогичная картина наблюдается в процессе эксплуатации автомобилей ЗИЛ-164 на стандартных и арочных шинах по сухой проселочной дороге на пересеченной местности, где получены данные нагружения трансмиссии с помощью режимомера РМ-1а (конструкция НАМИ). На рис. 1 в логарифми-

ческих координатах приведены гистограммы нагружения полуосей, полученные на одном и том же участке дороги. Как видно из гистограмм, средние значения крутящих моментов на полуосях автомобиля ЗИЛ с арочными ($M=219$ кгм) и со стандартными шинами ($M=216$ кгм) практически одинаковы. Однако среднее квадратичное отклонение от средней величины момента (амплитуда колебаний) для арочных шин составляло 145,0 кгм, а для стандартных — 126,8 кгм.

Сравнивать нагруженность трансмиссии автомобилей на арочных и стандартных шинах при движении в тяжелых дорожных условиях и особенно в условиях бездорожья трудно в связи с ограниченной проходимостью автомобилей на стандартных шинах. Поэтому, рассматривая полученные при испытании данные, надо иметь в виду, что условия, в которых они были получены, очень часто нельзя признать аналогичными даже в том случае, если испытания проводились на одном участке дороги и в одно время. При трогании и разгоне на тяжелой дороге автомобиль на арочных шинах по сравнению с тем же автомобилем на стандартных шинах обладает большими ускорениями, реализует большие тяговые усилия и имеет поэтому более жесткий режим нагружения трансмиссии.

Необходимо также учитывать, что движение автомобиля по тяжелой дороге неизбежно связано с усилением нагрузочного режима его трансмиссии. В этом смысле арочные шины по сравнению со стандартными имеют явные преимущества. Переменение арочной шины вызывает лишь относительно небольшие деформации грунта (движение без пробуксовки), вследствие чего энергетический баланс и нагруженность трансмиссии автомобиля на арочных шинах в тяжелых условиях будут более благоприятными, чем у того же автомобиля на стандартных шинах.

Нагрузки в трансмиссии при резком трогании с места на деформируемых поверхностях (песок, пахота, снег) у автомобиля с арочными шинами выше, чем у автомобиля со стандартными шинами. Это объясняется более высокими сцепными качествами арочных шин. Так, при резком трогании с места (бросок сцепления при оборотах двигателя $n=1000$ об/мин) на размокшей глинистой дороге указанные нагрузки у автомобиля ЗИЛ-164 с арочными шинами были на 20—30% выше, чем у того же автомобиля на колесах со стандартными шинами.

Таблица 4

Динамические крутящие моменты на одной полуоси

Передачи	ЗИЛ-164		ГАЗ-51
	Я-170	Я-173	И-213
Первая (трогание)	1010	1000	455
Вторая (переключение)	950	930	345
Третья (переключение)	850	780	—

В табл. 4 приведены пиковые значения динамических крутящих моментов на одной полуоси, возникающие при интенсивном разгоне на сухом песке автомобилей ЗИЛ-164 и ГАЗ-51 с арочными шинами. Автомобили на стандартных шинах в указанных условиях двигаться не могли из-за буксования ведущих колес.

При разгоне с места на мягких грунтах и снеге в трансмиссии автомобилей, оборудованных колесами с арочными шинами, действуют примерно те же нагрузки, что и при резком трогании автомобиля с места $n=1000-1200$ об/мин.

Испытаниями установлено, что при арочных и стандартных шинах максимальные напряжения кручения действуют в полуосях в процессе буксования колес. Естественно, что у автомобиля с арочными шинами, когда буксование наступает при значительно больших величинах реализуемого колесом тягового усилия, напряжения в полуосях будут значительно большими. Так, при буксовании колес с арочными шинами моделей типа Я-170 динамические моменты на полуоси достигают величины 1200—1300 кгм, а в полуосях возникают напряжения кручения порядка 50 кг/мм², т. е. почти в 2 раза выше, чем в случае буксования колес со стандартными шинами.

Таким образом, движению автомобиля по твердой дороге соответствует номинальный нагрузочный режим, характеризующийся примерно одинаковыми напряжениями как для стандартных, так и для арочных шин. Переход автомобиля на мягкую дорогу сопровождается усилением нагрузочного режима трансмиссии по-прежнему и в том и в другом случаях. Однако у автомобиля на стандартных шинах с ухудшением дорожных условий напряжения в трансмиссии быстро увели-

чиваются и достигают предела, соответствующего буксованию ведущих колес.

Трансмиссия автомобиля на арочных шинах в это время нагружена относительно умеренно (напряжения в 1,5—2 раза меньше, чем у автомобиля со стандартными шинами на пределе проходимости), а сам автомобиль движется уверенно (как в одиночку, так и в качестве тягача), используя относительно высокие передачи. Дальнейшее ухудшение дорожных условий соответственно повышает нагруженность трансмиссии, достигающую максимума в моменты буксования, когда нагрузки в 1,5—2 раза превышают предельно возможные значения аналогичных величин для стандартных шин.

В некоторых отзывах об эксплуатации автомобилей, работающих на арочных шинах отмечаются поломки или интен-

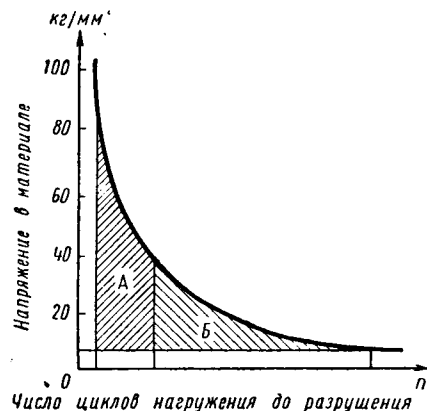


Рис. 2. Зависимость выносливости стали 40X от амплитуды периодически изменяющихся напряжений.

сивный износ деталей задних мостов, износы шарниров карданных валов и двигателей. Такие случаи наблюдаются в автохозяйствах, эксплуатирующих автомобили в основном в тяжелых дорожных условиях. Поломки полуосей, например, имеют ярко выраженный усталостный характер, а сам излом свидетельствует о том, что эти поломки происходят при высоком напряжении.

В связи с этим необходимо отметить, что поломки после относительно небольшого числа циклов нагружения в результате усталости материала от высоких напряжений (рис. 2, зона А) становятся все более характерными для современных высоконапряженных конструкций, использующих высококачественные стали [1], однако изучены еще недостаточно. Поэтому производители и исследователи не располагают в настоящее время готовыми рекомендациями по улучшению усталостных свойств деталей, работающих в аналогичных условиях (в отличие от условий зоны Б).

В ряде случаев поломки полуосей, шестерен дифференциала и других деталей являлись следствием перегрузки автомобилей (груз в кузове до 4,5 т, вытаскивание застрявших и буксирование автомобилей со стандартными шинами на тяжелых участках трассы). Поломки полуосей автомобилей ЗИЛ-164 с арочными шинами очень часто происходят в результате отклонения качества деталей от норм. В работе [2] приводится пример статического нагружения на стенде пяти полуосей автомобиля ЗИЛ-164. Механическая и термическая обработка этих полуосей осуществлялась со строгим соблюдением рецептуры стали, принятой технологии и в соответствии с чертежом. Испытания полуосей проходили на стенде с нагружением до 2500 кгм (через каждые 50 кгм до поломки). Авторы статьи отмечают, что сталь 40X при принятом на заводе технологическом процессе изготовления полуосей дает недостаточно стабильные по прочности и долговечности результаты.

Результаты указанной работы в значительной степени объясняют, почему большинство сломанных полуосей автомобилей ЗИЛ-164 не соответствует техническим условиям.

Трансмиссия автомобилей, для которых движение в исключительно трудных условиях не является правилом, работает без поломок. Это свидетельствует о том, что значительное снижение сопротивления движению автомобиля на арочных шинах должно при соблюдении правил технической эксплуатации являться резервом увеличения долговечности этих авто-

мобилей. Для увеличения долговечности автомобиля на арочных шинах водитель должен разумно пользоваться сцеплением и коробкой передач в процессе разгона автомобиля на мягких грунтах и снеге, не допускать пробуксовку ведущих колес, не перегружать автомобиль выше положенной по инструкции нормы и не использовать его в качестве тягача в тяжелых дорожных условиях (особенно при вытаскивании застрявших автомобилей).

Расширяющееся применение арочных шин должно стимулировать и направлять ведущиеся на заводах работы по повы-

шению равнопрочности и, особенно усталостной прочности трансмиссии отечественных грузовых автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Одинг И. Л. Структурные признаки усталости металлов как средство установления причин аварий машин. Изд-во АН СССР, 1949.
2. Гольд В. В., Оболенский Е. П., Егоров Л. А. — «Вестник машиностроения», 1961, № 1.

УДК 629.11.014.5:001.24

Расчет показателей торможения

Б. А. ПРАСОЛОВ

Центральный научно-исследовательский институт механизации и энергетики лесной промышленности (ЦНИИМЭ)

НА АВТОМОБИЛЬНОМ транспорте торможение имеет большое значение. Расчет его показателей необходим при эксплуатации и проектировании автомобилей и прицепов, а также при проектировании и эксплуатации автомобильных дорог. Формула канд. техн. наук Ю. Б. Беленького [1] для расчета тормозного пути получена из кинематики процесса в предположении линейного нарастания замедления и постоянства его в период торможения с полной интенсивностью. Идентичная зависимость предлагалась ранее канд. техн. наук Г. И. Кликовштейном [2], а также была получена в автомобильной лаборатории ЦНИИМЭ. Экспериментальная проверка формулы по измеренным величинам начальной скорости, замедления и продолжительности его нарастания показала хорошее совпадение фактических и расчетных величин (отклонение до 5%). Это свидетельствует о достаточно правильном учете кинематики торможения.

Трудность применения этой формулы заключается в расчете замедления и продолжительности его нарастания в зависимости от дорожных условий, состояния тормозной системы и веса автомобиля (автопоезда). Для расчета их предлагается графоаналитический метод.

Нарастание суммарной тормозной силы, следствием которой является замедление, не зависит от дорожных условий. Это нарастание происходит по зависимости, близкой к линейной, и ограничивается сцеплением тормозящих колес с дорогой или тормозным моментом. При ограничении тормозной силы тормозным моментом продолжительность ее нарастания равна продолжительности срабатывания тормозного привода, кроме того, не зависит от эксплуатационных условий и является характеристикой тормозов.

При ограничении тормозной силы сцеплением она меньше, чем при ограничении тормозным моментом, следовательно, и продолжительность нарастания ее меньше продолжительности срабатывания привода.

Поскольку нарастание происходит по линейной зависимости, то

$$t'_2 = t_2 \frac{P_{\tau c\phi}}{P_{\tau m}}, \quad (1)$$

где t'_2 — продолжительность нарастания замедления (суммарной тормозной силы) при ограничении ее по сцеплению;

t_2 — продолжительность срабатывания привода тормозов (от момента соприкосновения колодок с тормозным барабаном до полного прижатия);

$P_{\tau c\phi}$ и $P_{\tau m}$ — тормозные силы по сцеплению и тормозному моменту.

Если ограничение тормозных сил происходит на всех осях по сцеплению, то $P_{\tau c\phi} = Z\varphi$. Так как нагрузка на оси Z зависит от веса, то продолжительность нарастания замедления зависит от веса автомобиля и коэффициента сцепления.

При смешанном ограничении тормозных сил на осях (на одних по сцеплению, на других по тормозному моменту) вес и коэффициент сцепления также влияют на продолжительность нарастания замедления.

Для расчета суммарной тормозной силы и установившегося замедления построим график (рис. 1) возможных к реализа-

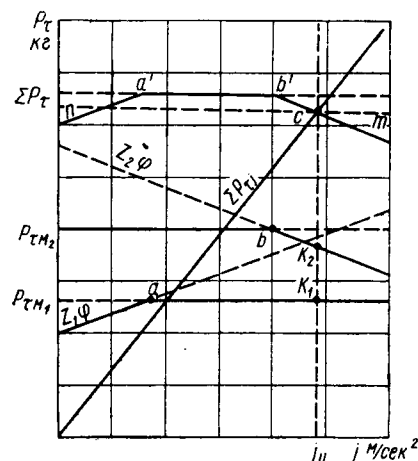


Рис. 1. Графический расчет суммарной тормозной силы и установившегося замедления двухосного автомобиля.

ции тормозных сил по сцеплению на осях в зависимости от замедления на примере двухосного автомобиля

$$P_{\tau c\phi_1} = Z_1 \varphi = \frac{G_a a}{B} \varphi + \frac{G_a h_a}{g B} j \varphi; \quad (2)$$

$$P_{\tau c\phi_2} = Z_2 \varphi = \frac{G_a (B - a)}{B} \varphi - \frac{G_a h_a}{g} j \varphi, \quad (3)$$

где $P_{\tau c\phi_1}$ и $P_{\tau c\phi_2}$ — тормозные силы по сцеплению на передней и задней осях в кг;

G_a — вес автомобиля в кг;

a — расстояние от задней оси до центра тяжести в м;

h_a — высота расположения центра тяжести в м;

B — база автомобиля в м;

j — замедление в м/сек²;

φ — коэффициент сцепления.

Нанеся на график тормозные силы по тормозному моменту

$$P_{\tau m_1} = \frac{M_{m_1}}{r_k} \quad \text{и} \quad P_{\tau m_2} = \frac{M_{m_2}}{r_k}, \quad \text{сопоставим их с величиной}$$

по сцеплению.

С увеличением замедления тормозная сила на передней оси ограничивается сцеплением и возрастает до величины, ограничиваемой тормозным моментом (точка a) и далее остается постоянной (при постоянном моменте). Для задней оси тормозная сила сначала постоянна (до точки b) и далее уменьшается. Очевидно, что тормозные силы не могут превышать значения.

большого величин, ограниченных сплошными линиями. Сложив тормозные силы на осях, получим пределы суммарной тормозной силы ($na'b'm$).

Нарастание тормозной силы связано с замедлением зависимостью $\sum P_{\tau j} = \frac{G_a}{g} j$ и происходит до пересечения в точке c , тогда ордината точки c определяет действующую тормозную силу, а абсцисса — установившееся замедление j_y . Ординаты точек K_1 и K_2 определяют тормозные силы на осях.

Для расчета на уклоне необходимо в уравнениях (2) и (3) статические нагрузки на оси рассчитывать от составляющей веса, перпендикулярной к дороге $G_a \cos \alpha$, к силам инерции $\frac{G_a}{g} j$ добавить составляющую веса, параллельную дороге $G_a \sin \alpha$, а нарастание суммарной тормозной силы рассчитывать по уравнению $\sum P_{\tau i} = \frac{G_a}{g} j + G_a \sin \alpha$. Определив суммарную тормозную силу и замедление по уравнению (1), рассчитывают продолжительность нарастания замедления, а по уравнению (4) рассчитывают тормозной путь

$$S_{\tau} = \frac{v_a t_0}{3,6} + \frac{v_a^2}{26 j_y} + \frac{v_a t_2}{7,2} - \frac{j_y t_2^2}{24}, \quad (4)$$

где S_{τ} — тормозной путь в м;

j_y — установившееся замедление в $м/сек^2$;

t_2 — продолжительность нарастания замедления по уравнению (1) в сек;

v_a — начальная скорость в $км/ч$;

t_0 — время подготовки действия тормозов в сек.

При исправном приводе тормозов ($t_2 < 1$ сек) и максималь-

ных замедлениях ($j_y \leq 7 \div 8$ $м/сек^2$) член $\frac{j_y t_2^2}{24}$ дает составляющую менее 0,25 м и им можно пренебречь.

Поскольку входящие в уравнение (4) установившееся замедление и продолжительность его нарастания, получаемые графоаналитическим методом, зависят от веса автомобиля и состояния тормозной системы, то тормозной путь, вычисленный по уравнению (4), также зависит от веса автомобиля и состояния его тормозной системы.

Необходимые для расчета величины известны из характеристики автомобиля и условий эксплуатации. Некоторую трудность представляет оценка продолжительности срабатывания и величины тормозных моментов. По мнению ряда авторов, они должны контролироваться во время обслуживания и ремонта, и при исправном состоянии тормозов могут оцениваться достаточно точно.

Предлагаемый метод расчета применим и для автопоезда.

На рис. 2 приведен расчет суммарной тормозной силы и установившегося замедления автомобиля МАЗ-501 с ролпуском 1-Р-8Т при нагрузке 6560 кг по данным испытаний на горизонтальном участке гравийной дороги.

В данных условиях на передней оси автомобиля и оси ролпуска тормозные силы ограничены по тормозному моменту, а на задней оси автомобиля — по сцеплению (колеса этой оси заблокированы). Тормозная сила автопоезда по сцеплению используется не полностью. На этом же рисунке штрих-пунктирной линией показан расчет для автопоезда с нетормозным ролпуском. У автопоезда с тормозным ролпуском установившееся замедление равно $4,15$ $м/сек^2$, а с нетормозным — $3,3$ $м/сек^2$. Погрешность расчета соответственно равна 3,38 и 3,64%.

На рис. 3 приведены расчетные зависимости суммарной тормозной силы, установившегося замедления, продолжительности нарастания замедления и тормозного пути от веса автопоезда.

При ограничении тормозных сил по сцеплению и смешанном ограничении с увеличением веса автопоезда суммарная тормозная сила и продолжительность ее нарастания увеличиваются, а при ограничении тормозных сил тормозным моментом остаются постоянными.

В случае ограничения тормозных сил по сцеплению установившееся замедление постоянно, а затем уменьшается с увеличением веса.

Тормозной путь с увеличением веса увеличивается независимо от характера ограничения тормозных сил; причем наибо-

лее интенсивно тормозной путь увеличивается при ограничении тормозных сил по тормозному моменту. Это объясняется тем, что во время ограничения тормозных сил сцеплением увеличение тормозного пути обусловлено увеличением продолжительности t_2 , а в случае ограничения тормозным моментом — снижением установившегося замедления. Вес влияет на тормозной путь в зависимости от начальной скорости: чем выше начальная скорость, тем больше влияет вес на тормозной путь. Экспериментальная проверка графоаналитического метода на автомобиле МАЗ-501 с ролпуском 1-Р-8Т показала хорошую точность. Погрешность в расчете установившегося замедления не превышала 0,1—0,4 $м/сек^2$, или от 3 до 8,6%. Это дало погрешность в расчете тормозного пути от 0,1 до 1,4 м.

Применение формулы (4) и графоаналитического расчета суммарной тормозной силы, установившегося замедления и

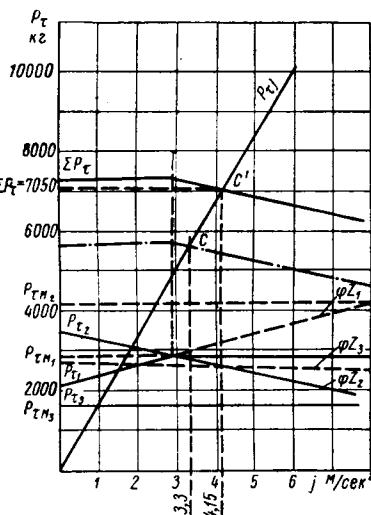


Рис. 2. Графический расчет суммарной тормозной силы и установившегося замедления лесовозного автопоезда МАЗ-501 с ролпуском 1-Р-8Т ($G_a = 16640$ кг, $\phi = 0,5$; $i = 0$).

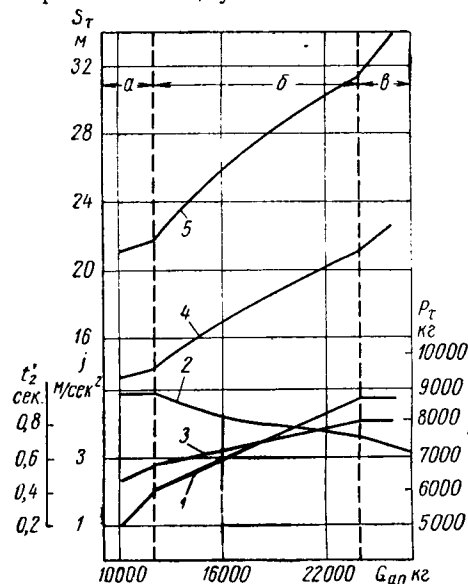


Рис. 3. Зависимости тормозной силы, тормозного пути, установившегося замедления и продолжительности его нарастания от веса автопоезда МАЗ-501 с ролпуском 1-Р-8Т:

a — интервал ограничения суммарной тормозной силы по сцеплению; b — то же, смешанное ограничение; v — то же, по тормозному моменту; 1 — суммарная тормозная сила; 2 — установившееся замедление; 3 — продолжительность нарастания замедления; 4 — тормозной путь с начальной скорости 40 $км/ч$; 5 — тормозной путь с начальной скорости 50 $км/ч$.

продолжительности его нарастания дает достаточно точные результаты с учетом веса автомобиля, дорожных условий и состояния тормозной системы.

ЛИТЕРАТУРА

- Беленький Ю. Б. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
- Клиновштейн Г. И. Исследование тормозных качеств автомобилей и методов их проверки в эксплуатации. Москва, ЦИНТИ, 1961.
- Бухарин Н. А. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1953, № 1.

Конструктивные особенности новых автомобилей Минского автозавода

Л. Х. ГИЛЕЛЕС
Минский автозавод

МИНСКИЙ автозавод, специализирующийся на выпуске грузовых автомобилей большой грузоподъемности МАЗ-200, самосвалов МАЗ-205 и седельных тягачей МАЗ-200В, постоянно изучая их работу в автохозяйствах, имеет большой материал по эксплуатационной надежности, экономичности, по удобству обслуживания и ремонта автомобилей. На протяжении всего выпуска автомобилей завод провел ряд существенных конструктивных и технологических изменений, повысивших долговечность автомобилей. В несколько раз увеличилась прочность рамы всех модификаций автомобилей в связи с изменением крепления поперечин к лонжеронам и применением для лонжеронов низколегированной высокопрочной стали 19ХГС, предел текучести которой на 30—35% выше ранее применявшейся углеродистой стали 25КП. Увеличилась долговечность задней рессоры при замене витого ушка коренного листа отъемным литым ушком.

Улучшено крепление картера редуктора заднего моста к балке, повышена прочность кожуха полуоси заднего моста с введением закалки его т.в.ч. Проведена модернизация коробки отбора мощности самосвального механизма с заменой подшипников скольжения подшипниками качения и т. д.

Одновременно многие конструктивные изменения были направлены на улучшение эксплуатационных качеств автомобилей. В связи с использованием автомобилей-самосвалов МАЗ-205 в тяжелых карьерных условиях было увеличено передаточное число главной передачи заднего моста, что улучшило его тяговые свойства. Конструктивное улучшение и усиление ряда узлов позволило увеличить его грузоподъемность с 5 до 6 т.

Проведены улучшения и по кабине. Введена металлическая обивка деревянного каркаса, устанавливается отопитель кабины и обдув ветровых окон, улучшено уплотнение кабины.

Одновременно Ярославский моторный завод работал над повышением качества силового агрегата ЯАЗ-204, над улучшением его эксплуатационных показателей. Проведенная модернизация позволила увеличить мощность двигателя со 110 до 120 л. с.

Разработанное на Минском автозаводе семейство новых грузовых автомобилей типа МАЗ-500 выполнено по схеме «кабина над двигателем», наиболее полно позволяющей реализовать повышение грузоподъемности за счет рациональной компоновки автомобиля. Автомобили МАЗ показаны на рис. 1—4.

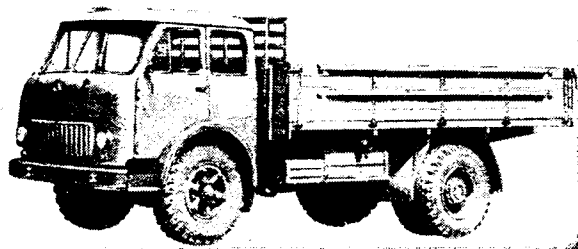


Рис. 1. Автомобиль МАЗ-500.

Принятая для автомобилей МАЗ-500 компоновка позволила лучше использовать полезную длину шасси, так как расстояние от оси передних колес до задней стенки кабины уменьшилось почти на 1000 мм, а это значит, что большая часть длины автомобиля использована для грузовой платформы. База грузового автомобиля МАЗ-500 по сравнению с автомобилем МАЗ-200 уменьшена на 670 мм, что, безусловно, улучшило маневренность автомобиля. Переднее расположение кабины улучшило обзорность с места водителя,

В таблице приведены весовые данные новых автомобилей Минского автозавода.

На всех автомобилях семейства МАЗ-500 применяется новый четырехтактный шестицилиндровый V-образный двигатель

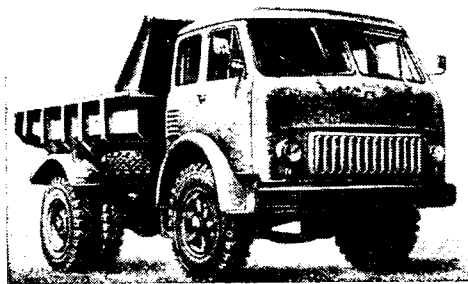


Рис. 2. Автомобиль-самосвал МАЗ-503

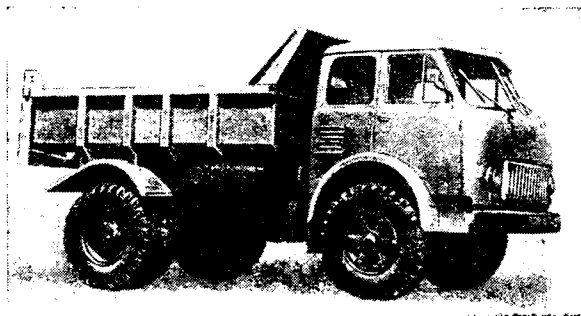


Рис. 3. Автомобиль-самосвал МАЗ-503Б с универсальным кузовом.

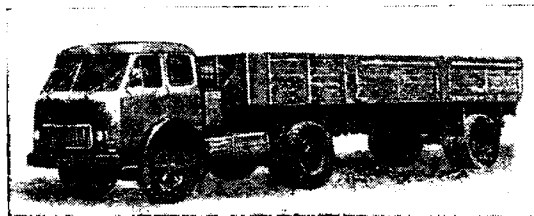


Рис. 4. Седельный тягач МАЗ-504 с полуприцепом МАЗ-5245.

ЯМЗ-236 с воспламенением от сжатия. Основные параметры двигателя приведены ниже.

Номинальная мощность N_n в л. с.	180
Число оборотов, соответствующее номинальной мощности, n_n в минуту	2100
Максимальный крутящий момент M_{max} в кгм	67
Число оборотов, соответствующее максимальному крутящему моменту, n_m в минуту	1400—1600
Диаметр цилиндра D в мм	130
Ход поршня в мм	140
Минимальный удельный расход топлива в г/л. с. ч.	175

Параметры	Автомобили		
	МАЗ-500	МАЗ-503	МАЗ-504
Грузоподъемность в кг.	7500	7000	7700 (на седло)
Вес снаряженного автомобиля в кг.	6500	6750	6600
Распределение веса снаряженного автомобиля по осям в кг:			
на переднюю ось	3250	3350	3360
на заднюю ось	3250	3400	2640
Полный вес автомобиля в кг.	14225	13925	13925
Распределение полного веса автомобиля по осям в кг:			
на переднюю ось	4225	4565	3975
на заднюю ось	10000	9360	9950
Вес незаправленного автомобиля в кг.	6100	6400	5500

Использование для автомобилей шестицилиндрового двигателя с V-образным расположением цилиндров вызвало необходимость применения специальной системы резиноармированной подвески силового агрегата для поглощения неуравновешенных при такой схеме двигателя моментов сил инерции второго порядка с целью уменьшения вибрации рамы автомобиля и связанных с нею узлов под воздействием этих неуравновешенных сил.

По той же причине все связанные с силовым агрегатом системы (топливная, водяная, выпускная) имеют гибкие соединения.

Сцепление автомобиля фрикционного типа, однодисковое, с периферийным расположением нажимных пружин. Привод выключения сцепления дистанционный, гидравлический.

Коробка передач механическая, пятискоростная, трехходовая, с синхронизаторами на второй-третьей и четвертой-пятой передачах. Шестерни коробки передач с косыми зубьями, с постоянным зацеплением, за исключением шестерен первой передачи, заднего хода и отбора мощности, имеющих прямые зубья.

Принципиальная схема коробки передач не отличается от схемы коробки передач автомобиля МАЗ-200. Однако в конструкцию новой коробки передач внесен ряд изменений, увеличивающих надежность и долговечность ее по сравнению с коробкой передач автомобиля МАЗ-200.

В новой коробке передач усилены картер и его крепление с картером сцепления. Ширина шестерен третьей и четвертой передач, а также шестерни отбора мощности увеличены. Зубья шестерен усилены методом корригирования. Улучшено крепление шестерни пятой передачи на вторичном валу введением замочной шпонки. Существенным является введение демпферной шестерни в постоянную пару коробки, что способствует уменьшению неравномерности передачи крутящего момента двигателя ЯМЗ-236 на трансмиссию автомобиля. Игольчатые подшипники вторичного вала заменены на стальные каленые втулки. В опорах валов установлены подшипники большего размера. Увеличены производительность масляного насоса и проходные сечения каналов, что улучшило систему смазки подшипников шестерен вторичного вала. Управление коробкой передач дистанционное.

Вследствие небольшой базы новых автомобилей МАЗ стало возможным применить однокарданную схему трансмиссии автомобиля и тем самым исключить характерную для серийных автомобилей промежуточную опору карданного вала, имеющую недостаточную долговечность.

Шлицевое соединение карданного вала в сопряжении скользящей вилки с шлицевым концом кардана подвергается термической обработке т.в.ч. до твердости *HRC 35—43* и защищается резиновым кожухом, что обеспечивает большую износостойкость соединения.

Изменению подверглись вилки карданных сочленений, конструкция новых вилок обеспечивает возможность излома кардана до 20°.

Крестовина шарнира и игольчатые подшипники, а также диаметр трубы карданного вала у новых автомобилей сохранились такими же, как у серийных.

Широкое использование автомобилей большой грузоподъемности в составе автопоездов, например грузовых автомобилей с прицепами или седельных тягачей с полуприцепами, а также самосвалов автопоездов, наиболее экономично при большой избирательности трансмиссии автомобилей, что наиболее просто обеспечивается наличием двухскоростного заднего моста. Задние мосты новых автомобилей Минского автоза-

вода имеют такую конструкцию, что могут выполняться в тех же картерах одно- или двухскоростными.

Односкоростной задний мост состоит из центрального редуктора и колесных передач.

Главная передача состоит из пары конических шестерен со спиральными зубьями. Передаточное число главной передачи $i_{г.п.} = 2,667$. В отличие от серийного редуктора автомобиля МАЗ-200 ведущая коническая шестерня заднего моста автомобиля МАЗ-500 закреплена не консольно, а в дополнительной задней опоре, роликовым цилиндрическим подшипнике. Такая установка ведущей шестерни позволяет несколько повысить нагруженность зубьев и повышает стабильность регулировки зацепления конических шестерен.

Наличие колесных передач значительно разгружает дифференциал. Поэтому размеры дифференциала заднего моста автомобиля МАЗ-500 относительно небольшие. Соединение чашек дифференциала разъемное, ремонтоспособность дифференциала намного улучшена.

Роликовые конические подшипники дифференциала регулируются достаточно просто с помощью регулировочных гаек.

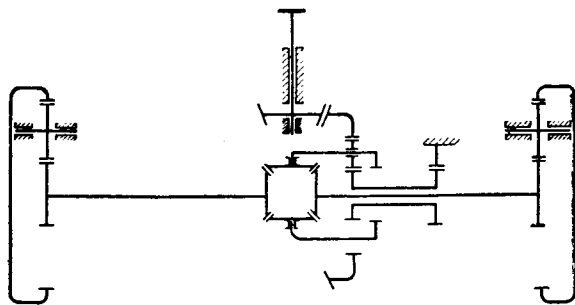


Рис. 5. Кинематическая схема двухскоростного заднего моста.

Двухскоростной задний мост автомобиля может быть получен из односкоростного заменой ведомой конической шестерни (у двухскоростного моста она имеет дополнительный венец внутреннего зацепления), чашек дифференциала и введением понижающего планетарного редуктора (рис. 5). Главная передача двухскоростного заднего моста размещается в том же картере редуктора.

Изменение передаточного числа в планетарном двухскоростном мосту осуществляется с помощью планетарных шестерен. На высшей передаче центральная шестерня блокируется механически с корпусом планетарного механизма, и весь механизм вращается как одно целое со скоростью ведомой шестерни. На нижней передаче центральная шестерня блокируется с картером заднего моста, благодаря чему шестерня планетарного механизма с внутренним зацеплением, составляющая одно целое с ведомой конической шестерней, вращает через сателлиты корпус планетарного механизма, соответственно уменьшая число оборотов.

Скорости переключаются с помощью цилиндра, которым управляют из кабины (перемещением центральной шестерни в осевом направлении). Все шестерни понижающего редуктора имеют прямые зубья. Передаточное число понижающего редуктора составляет 1,391.

Наличие колесных передач позволило также разгрузить полуоси, приняв для них диаметр 42 мм. Колесные передачи располагаются в ступицах задних колес.

Ведомая шестерня колесной передачи, выполненная в виде зубчатого венца внутреннего зацепления, передает колесу вращение от сателлитов колесной передачи.

Применение колесной передачи позволяет путем изменения только чисел зубьев колесного редуктора получить в тех же картерах шесть различных передаточных чисел, что делает задний мост пригодным для использования на различных модификациях автомобилей.

Наличие колесной передачи, конечно, затрудняет доступ к подшипникам ступицы колес. Поэтому в данном узле используются подшипники качения, не требующие регулировки. Для этой цели в качестве внутреннего подшипника применен двойной конический подшипник, имеющий распорное кольцо между внутренними кольцами, по высоте которого заводом-изготовителем устанавливается необходимый предварительный натяг, не подлежащий регулировке в условиях эксплуатации. Наружный подшипник задней ступицы также нерегулируемый — роликовый цилиндрический.

Ступицы задних колес через подшипники опираются на кожухи полуоси, которые в связи с наличием колесных передач нагружены не только изгибающим моментом от колес, но и реактивным крутящим моментом, воспринимаемым неподвижными чашками колесных передач. Поэтому кожухи полуоси двумя силовыми штифтами неподвижно связаны с литым картером заднего моста.

Передняя ось выполнена по такой же конструктивной схеме, как и у автомобилей типа МАЗ-200. Основным отличием является применение усиленной штампованной стальной балки с более рациональным сечением двутавра, что позволило значительно увеличить ее жесткость при небольшом увеличении веса балки.

Более удачная кинематика рулевых тяг исключила необходимость применения левого рычага рулевой трапеции весьма сложной конфигурации. Новый рычаг значительно упрощен.

Ступицы передних колес установлены на осях поворотных цапф на конических роликовых подшипниках.

Установленные ГОСТ 9314-59 габаритные и весовые ограничения автомобилей прежде всего относятся к автомобилям тяжелого класса, в том числе к автомобилям Минского автозавода. Ограниченная ГОСТом ширина 2500 мм может быть обеспечена в результате применения шины с шириной протектора 11". Поэтому для автомобилей МАЗ-500 применены шины 11,00—22, обеспечивающие необходимую грузоподъемность 2500 кг при давлении 5,5 кг/см².

Для шин 11,00—22 применяются колеса 8,00—22. Увеличенный до 22" обод колеса значительно облегчает монтаж колесных тормозов, улучшает охлаждение тормозных барабанов и доступ к ниппелям при накачивании шин.

Колеса новых автомобилей бездисковые. Ступицы имеют шесть равномерно расположенных литых спиц. Колеса к ступицам прикрепляются шестью прижимами с помощью болтов, выступающих из спиц ступиц и зафиксированных в них от проворачивания. Для двухскатных задних колес между ободами устанавливается штампованное распорное кольцо. Так как колеса бездисковые, значительно упрощается их крепление, повышается их долговечность, потому что исключается наиболее слабая и чаще других подвергающаяся поломке в процессе эксплуатации деталь колеса — диск.

На всех модификациях новых автомобилей, в том числе и на самосвале МАЗ-503, предусмотрено место для закрепления запасного колеса.

Новая подвеска обеспечила не только высокие скорости движения, но и комфортабельные условия для работы водителя. Это достигнуто за счет применения более длинных рессор из листов различной толщины в комбинации с современными телескопическими амортизаторами передней подвески.

Передняя подвеска автомобиля МАЗ-500 отличается от передней подвески автомобиля МАЗ-503 только числом листов рессоры (12 вместо 14) с полной унификацией всех остальных параметров. Листы рессор изготовлены из кремнистой стали 60С2 по ГОСТ 2052-53. Длина передней рессоры 1420 мм (у автомобиля МАЗ-200 1276 мм). Сечение коренного листа 90×10 мм.

Задняя подвеска состоит из основной и дополнительной рессоры. Длина основной задней рессоры 1520 мм (у автомобиля МАЗ-200 1380 мм), сечение коренного листа 90×12 мм.

Ограничителями прогиба передних и задних рессор являются резиновые буфера. Передние концы передней и задней рессоры имеют отъемные ушки. Они закрепляются в кронштейнах неподвижно с помощью пальцев, а задние концы, скользящие по сменным вкладышам, приклепаны к кронштейнам рессор.

Принятая для пальцевого крепления конструкция накладного ушка рессоры хорошо себя зарекомендовала в самых тяжелых условиях эксплуатации. При выбранных размерах пальцев рессоры имеют небольшие износы в случае длительных пробегов.

Гидравлическая характеристика телескопического амортизатора в значительной степени способствует повышению комфортабельности автомобилей.

Рулевой механизм состоит из винта и шариковой гайки, находящейся в зацеплении с зубчатым сектором. Передаточное отношение рулевого механизма 23,55:1. Винт рулевого управления установлен в картере рулевого механизма на двух конических подшипниках. Сектор рулевого управления установлен на игольчатых подшипниках. Плотное зацепление зубьев сектора с зубьями гайки достигается перемещением сектора вдоль оси при помощи регулировочного винта.

Высокий к.п.д. рулевого механизма благодаря наличию элементов трения качения в силовой схеме позволяет уменьшить усилие на рулевом колесе, необходимое для поворота колес.

Однако увеличенная нагрузка на переднюю ось, особенно у автомобилей-самосвалов, и стремление к дальнейшему улучшению условий труда водителей привели к созданию гидравлического усилителя, включаемого параллельно в систему рулевого управления.

Гидравлический усилитель сконструирован как один агрегат-распределитель и силовой цилиндр в сборе и установлен на левом лонжероне рамы.

Гидравлическая система усилителя рулевого механизма включает лопастной насос, установленный на двигателе автомобиля, клапаны расхода и давления, а также бак для масла, трубопроводы и шланги. Производительность насоса составляет 11—16 л/мин в диапазоне числа оборотов двигателя. Клапан давления насоса ограничивает давление в системе до 55—60 кг/см².

Значительная максимальная скорость и высокие динамические качества, обеспечившие большие эксплуатационные скорости движения автомобилей, вызвали необходимость создания надежной тормозной системы автомобилей. Эти требования выполнены благодаря применению для колесных тормозов пневматического привода и повышению эффективности действия колесных тормозных механизмов.

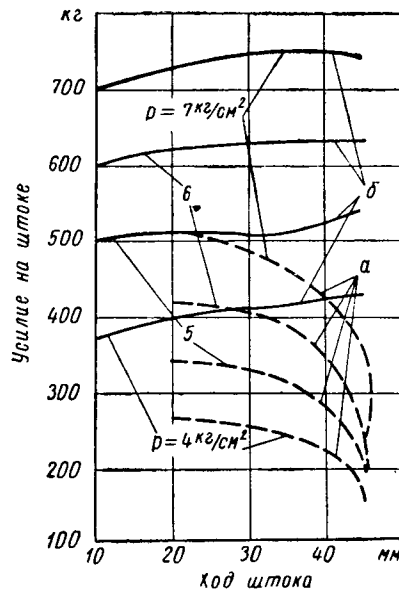


Рис. 6. Силовые характеристики передних тормозных камер автомобилей МАЗ-200(а) и МАЗ-500(б).

Компрессор пневматического привода тормозов типа ЗИЛ-130, унифицированный для всех отечественных автомобилей с пневматическим приводом тормозов (ЗИЛ, МАЗ и КраЗ) — двухцилиндровый, одноступенчатый, расположен с правой стороны двигателя и имеет привод клиновидным ремнем от шкива вентилятора.

В блоке цилиндров компрессора расположено разгрузочное устройство, работающее от регулятора давления, который обеспечивает давление воздуха, подаваемого в воздушные баллоны, в пределах 6—7,5 кг/см².

Тормозной кран на грузовых автомобилях и седельных тягачах использован от автомобиля МАЗ-200, т. е. комбинированный, поршневого типа, предназначенный для работы автомобилей в составе автопоезда, т. е. с прицепом или полуприцепом. Для автомобилей-самосвалов, не имеющих пневмовывода для буксировки прицепов, используется тормозной кран автомобиля ЗИЛ-130.

Вследствие введения новых тормозных камер значительно увеличены усилия в системе привода колесных тормозов. Это обеспечивается за счет лучшего использования активной площади диафрагмы тормозной камеры.

При одинаковых внешних размерах новые тормозные камеры имеют лучшие характеристики, чем у автомобилей МАЗ-200, что видно из рис. 6 и 7.

Схема колесных тормозов двухколесная, передача усилия от разжимного кулака на колодки осуществляется через ролики, вращающиеся в вырезах колодок. Это позволило уменьшить потери на трение в сочленениях колесных тормозов.

Колодки тормозов штампованные, сварные, двухреберные, свободно опирающиеся на ось. Тормозной суппорт передних

тормозов также штампованный. В результате применения штампо-сварных конструкций вместо литых в колесных тормозах значительно снижен вес неподрессоренных масс автомобиля.

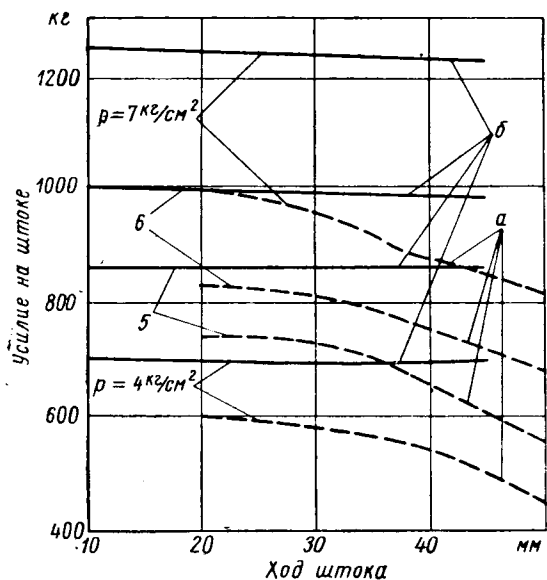


Рис. 7. Силовые характеристики задних тормозных камер автомобилей МАЗ-200(а) и МАЗ-500(б).

Тормозные барабаны диаметром 420 мм выполнены с кольцевыми ребрами, что повышает их жесткость и улучшает отвод тепла при торможении. Тормозные накладки толщиной 15 мм присоединяются к тормозным колодкам с помощью трубчатых заклепок, что обеспечивает длительное и более полное использование всей толщины накладок при их износе в процессе торможения.

Как показали проведенные лабораторно-дорожные испытания, после 5000 и 25 000 км пробега тормозные пути новых автомобилей практически не изменились, а износы тормозных накладок и барабанов незначительны.

В качестве стояночного тормоза применен тормоз автомобиля МАЗ-200 ленточного типа, барабан которого закреплен между фланцами вторичного вала коробки передач и карданного вала. Привод стояночного тормоза тросовый с помощью рычага, расположенного в кабине.

Конструктивными особенностями рам новых автомобилей являются крепление рессорных кронштейнов только к стенке лонжеронов, а также исключение крепления поперечин, находящихся в пределах базы автомобилей, к нижним полкам лонжеронов.

Отсутствие заклепочных соединений на нижней полке лонжеронов благоприятно сказалось на напряжениях в лонжероне. Как показали проведенные исследования, напряжения в нижних полках лонжеронов рамы автомобиля МАЗ-500 при кручении меньше и их течение по длине лонжерона иное, более равномерное, чем в раме автомобиля МАЗ-200.

Сочетание короткой базы, рационального соединения поперечин с лонжеронами, применение высокопрочной низколегированной стали 19ХГС для лонжеронов, изготавливаемых горячей штамповкой при сохранении толщины металла и максимальных сечений в наиболее нагруженных местах, а также комфортабельная подвеска обеспечивают высокую прочность рамы новых автомобилей МАЗ.

Новая компоновка автомобилей обусловила и новое конструктивное решение кабины. В новой кабине компоновочно объединены в архитектурном стиле металлическая кабина красивой внешней формы и элементы оперения. Это позволило обеспечить хороший внешний вид автомобиля и исключить из конструкции недолговечные детали оперения (крылья больших размеров, облицовку, капот и др.).

Размещение двигателя за кабиной (под ее полом) позволило расположить в кабине три сиденья, а также спальное место за сиденьями. Сиденье водителя регулируемое. Увеличение ширины кабины автомобиля МАЗ-500 по сравнению с автомобилем МАЗ-200 на 550 мм позволяет перевозить двух пассажиров в кабине без ограничения движения водителя.

Большая площадь остекления кабины в сочетании с принятой схемой компоновки автомобиля обеспечивают хорошую обзорность, с места водителя. Удобно расположены приборы и органы управления. В кабине предусмотрена принудительная и приточно-вытяжная вентиляция, которая осуществляется через два люка в крыше, поворотные и опускаемые стекла дверей. Предусмотрены меры для обеспечения термошумоизоляции, что достигается применением паралона, шумоизоляционного картона, мастики и мягкой внутренней обивки кабины.

Металлическая кабина сварной конструкции, бескаркасная: несущими панелями являются штампованные детали из тонколистовой стали.

Удобный доступ к двигателю обеспечивается опрокидыванием кабины вперед относительно передних шарнирных опор примерно на угол 45°.

Легкость опрокидывания кабины, доступная одному человеку, обеспечивается уравниванием кабины с помощью двух мощных цилиндрических пружин, расположенных между основанием кабины и первой поперечной рамы. В откинутом положении кабина может быть зафиксирована специальным упором. В опущенном (транспортном) положении кабина надежно закреплена специальными запорами.

Платформа грузового автомобиля деревянная с металлическим основанием и металлической армировкой деревянных бортов. Объем платформы 7,5 м³, что обеспечивает возможность перевозки народнохозяйственных грузов с большим диапазоном объемного веса. Кроме того, на бортах платформы устанавливаются держатели, позволяющие при необходимости нарастить борта для увеличения объема платформы. Внутренние размеры платформы такие: длина 4862 мм, ширина 2330 мм, высота бортов 660 мм, при этом наружная ширина платформы равна 2500 мм.

Для широкого использования автомобилей-самосвалов в различных условиях эксплуатации в промышленном, жилищном и дорожном строительстве, а также для работы в карьерах предусматривается изготовление автомобилей-самосвалов с двумя типами кузовов: ковшового типа (без заднего борта) и универсального типа (с задним бортом).

Геометрический объем кузовов ковшового типа составляет 4 м³, а объем кузова с «шапкой» при угле естественного откоса 30° составляет 5,3 м³. Геометрический объем кузова универсального типа составляет 5,1 м³, а с учетом «шапки» — 7,2 м³.

Такие объемы кузовов позволяют перевозить грузы с объемным весом 1—1,3 т/м³ с полным использованием грузоподъемности и объема кузова.

Механизм подъема платформы автомобиля-самосвала МАЗ-503 гидравлический с пневматическим приводом управления.

Цилиндр подъема платформы — телескопический, с тремя выдвижными звеньями. Наружные поверхности выдвижных звеньев закалены т.в.ч., покрыты твердым хромом и отполированы. Этим достигается высокая износостойкость звеньев цилиндра гидроподъемника и резиновых уплотнений.

Верхняя и нижняя опоры цилиндра гидроподъемника шарнирно соединены с платформой и рамой, что позволяет разгрузить его от воздействия поперечных нагрузок, могущих возникнуть при перекосах платформы.

Масляный шестеренчатый насос гидроподъемника типа НШ-32 высокого давления приводится во вращение через коробку отбора мощности. Насос включается и выключается пневматическим цилиндром. Большое внимание в новых автомобилях Минского автозавода уделено снижению трудоемкости работ при техническом обслуживании и улучшению их ремонтоспособности.

Известно, что в общем объеме работ по техническому обслуживанию выполнение крепежных работ составляет около 20%. Поэтому ряд конструктивных решений способствовал уменьшению крепежных работ. Так, использование бездискового крепления колес позволяет применять для этого всего 24 гайки, в то время как при дисковом креплении колес применялось 60 гаек.

Хорошая подвеска, обеспечивающая высокую комфортабельность автомобилей, способствует сохранению затяжки резьбовых соединений на более длительный период. Свинчиваемость резьбовых соединений улучшена благодаря применению для всех крепежных деталей качественного антикоррозионного покрытия — цинкования с пассивированием. В наиболее труднодоступных местах применены специальные фиксаторы для гаек, удерживающие их от проворачивания.

Введение дополнительных точек смазки в системах приводов управления автомобилем не вызвало увеличения общей трудоемкости смазочных работ по автомобилю. Это обеспечено такими конструктивными решениями, которые уменьшили количество точек смазки: применение штампованных тормозных колодок с опорой каждой пары на единую ось, однокарданной схемы трансмиссии, отсутствие карданного привода самосвального механизма, упрощение смены смазки в ступицах задних колес в связи с применением жидкой смазки и т. п.

Перечисленные мероприятия способствуют снижению трудоемкости технического обслуживания автомобилей.

Весьма эффективным в этом же направлении является установление заводом увеличенных сроков периодичности технического обслуживания ТО-1 с 1500 до 1800 км и ТО-2 с 6000 до 9000 км, что стало возможным благодаря повышению надежности новых узлов.

Улучшение ремонтоспособности новых автомобилей обеспечивается новыми конструктивными решениями узлов и более рациональным их расположением.

Так, наличие опрокидывающейся кабины не только уменьшает трудоемкость ремонтных работ в связи с меньшими затратами на демонтажные и монтажные работы, но и облегчает техническое обслуживание силового агрегата.

Вынесенный за лонжерон рамы рулевой механизм может быть легко демонтирован в отличие от рулевого механизма у автомобиля МАЗ-200, демонтаж которого весьма затруднен в связи с расположением его внутри рамы.

Вертикальный разъем соединения картера редуктора с балкой заднего моста не только обеспечивает высокую жесткость соединения, но и создает удобный доступ к гайкам крепления этих картеров. Разъемный дифференциал редуктора заднего моста, а также наличие втулок на крестовинах дифференциала улучшают его ремонтоспособность.

В телескопическом гидродождельнике самосвального механиз-

ма введены сменные направляющие, изготовленные из перлитного ковкого чугуна, что улучшает ремонтоспособность узла.

Проведенные всесторонние испытания, а также данные опытной эксплуатации позволили установить, что производительность новых автомобилей Минского автозавода превосходит производительность серийных автомобилей на 15—40% в зависимости от условий эксплуатации. Наибольший эффект получается при использовании автомобилей на междугородных перевозках.

Здесь в наибольшей степени проявляются основные параметры, влияющие на производительность автомобиля: высокие динамические качества, обеспечивающие возможность движения с высокими средними скоростями при полном использовании увеличенной грузоподъемности, в том числе применении прицепов. Как показали пробеговые испытания, средние скорости движения у автомобиля МАЗ-500 с прицепом общим весом 10 т на 15% больше, чем у МАЗ-200 с таким же прицепом.

Седельный тягач МАЗ-504 с полуприцепом общим весом 18 т имеет средние скорости движения на 19% больше, чем у седельного тягача МАЗ-200В с полуприцепом общим весом 16,5 т. Производительность автомобилей-самосвалов МАЗ-503 выше, чем у МАЗ-205 не только вследствие большей грузоподъемности и более высоких скоростей движения, но и благодаря меньшей потере времени при разгрузке кузова.

Средние расходы топлива во время специальных проведенных пробеговых испытаний у автомобиля МАЗ-500 на 6% меньше средних расходов топлива у автомобиля МАЗ-200, а средние расходы топлива у автомобилей МАЗ-504 на 11% меньше средних расходов топлива у автомобилей МАЗ-200В.

На основе базовых моделей автомобилей на Минском автозаводе создается семейство автомобилей специализированного автомобильного транспорта, в том числе самосвальные автомобилиные поезда с задней и боковой разгрузкой, длиннобазные шасси для различных установок, автомобили со специальными кузовами, лесовозные автомобили и другие модели.

УДК 629.11.013:011.45

Выбор программы для испытания главных передач и полуосей автомобиля на стендах с программным управлением

Канд. техн. наук Г. А. СМЕРНОВ, канд. техн. наук М. Е. СНЫТИН, С. И. ПЕШКОВ, В. В. ФЕДOTOV

МВТУ имени Баумана, Ленинградский инженерно-строительный институт

3 А ПОСЛЕДНИЕ 10—12 лет многими исследователями определялись действительные нагрузки в трансмиссиях автомобилей, в рулевом приводе, рамах, деталях подвески и т. д. Наиболее подробные данные имеются по режимам работы трансмиссий, для ряда автомобилей определялись в некоторых условиях средние эксплуатационные нагрузочные режимы работы [1], широко исследовались отдельные виды динамических нагрузок [2]—[4].

Динамические нагрузки в трансмиссии возникают в следующих условиях движения автомобиля: трогание с места, переключение передач; торможение двигателем; пуск двигателя с помощью буксирования автомобиля; «раскачка» застрявшего автомобиля; торможение центральным тормозом; резкое изменение скоростного режима; движение в условиях бездорожья.

Как показали испытания, при трогании автомобиля изменение крутящего момента носит колебательный характер. Например, максимальное значение крутящего момента на полуосях автомобиля ЗИЛ-164 при трогании на второй передаче достигает 400 кгм, а амплитуда момента 200 кгм. При резких повышениях крутящего момента, равных или превышающих при трогании максимальный момент на первой передаче, длительность действия наибольшего момента составляет 0,04—0,3 сек.

При переключении передач изменение крутящего момента также носит динамический колебательный характер. Так, для автомобиля ЗИЛ-164 максимальные значения динамических нагрузок в этом случае составляли: при переключении со второй передачи на третью 55 кгм, при переключении с третьей передачи на четвертую 100 кгм, при переключении с четвертой передачи на пятую 62 кгм.

Наряду с колебаниями крутящего момента наблюдается и колебание угловой скорости валов трансмиссии и двигателя.

Для того чтобы правильно оценивать конструкцию или изготовление того или иного узла трансмиссии, а также отдельных ее деталей, необходимо проводить испытания этих узлов или деталей в условиях и на режимах, максимально приближенных к условиям и режимам, имеющимся в эксплуатации. Однако до сих пор на автозаводах и в научно-исследовательских организациях испытания узлов и деталей проводятся по весьма упрощенным программам, задающим один — три различных уровня нагрузки, эти нагрузки варьируются со скоростными режимами, что позволяет лишь сравнивать различные конструкции, но не дает истинного представления о долговечности.

Проводить испытания трансмиссий при переменных режимах с регулировкой этих режимов вручную затруднительно вследствие большой трудоемкости такой работы, а также из-за того, что очень трудно или невозможно устанавливать всегда строго определенный и вместе с тем переменный режим работы, трудно обеспечить повторяемость режимов испытаний.

Единственно возможным путем является создание программного автоматического управления стендами для испытаний узлов и деталей по программе, созданной на основе знания эксплуатационных режимов работы этих узлов и агрегатов.

В качестве первого шага в МВТУ имени Баумана сконструированы и изготовлены для экспериментального цеха Московского автозавода имени Лихачева программные устройства к уже существующим стендам: для испытания главных передач на долговечность (стенд «Глисон») и для испытания полуосей на усталость (стенд «Балдвинн»).

Стенд «Глисон», хотя на нем в качестве испытуемого объекта устанавливается весь ведущий мост автомобиля, т. е. как главная передача, так и полуоси, не обеспечивает цикличности нагружения полуосей. Поэтому полуоси на усталость испытываются на другом стенде — стенде «Балдвин».

В соответствии с этим разработана не только общая методика составления программы, но в качестве примера составлены программы испытаний главных передач автомобиля ЗИЛ-164 на долговечность и испытаний полуосей на усталость.

При составлении программ необходимо учесть распределение долей времени работы автомобиля в различных дорожных условиях, распределение нагрузок и скоростных режимов в каждом дорожном условии, должны быть выделены наибольшие, но редко повторяющиеся нагрузки, которые вследствие малой вероятности возникновения не должны воспроизводиться в программе испытаний на долговечность или усталость, а должны быть учтены лишь при определении прочности детали.

К сожалению, до сих пор нет систематизированных данных по соотношению долей времени работы автомобилей в различных дорожных условиях.

Исходя из разрозненных наблюдений отдельных организаций, для первого варианта программы можно установить приведенные распределения долей времени работы автомобиля ЗИЛ-164 в различных дорожных условиях.

Средняя, используемая автомобилем в эксплуатации мощность двигателя зависит от типа и назначения автомобиля, скорости его движения, суммарного веса и может быть ориентировочно определена [1] так:

$$N_{cp} = K_a \frac{G_a v_{cp}}{270} \text{ л. с.},$$

где G_a — средний эксплуатационный вес автомобиля с нагрузкой в кг;

v_{cp} — средняя в данных условиях эксплуатации скорость автомобиля в км/ч;

K_a — коэффициент пропорциональности, определяемый по эмпирической формуле:

$$K_a = 0,034 + \frac{45}{G_a + 1000}.$$

Имеющиеся литературные [5], отчетные (НИИАТ, Ленинградское управление автомобильного транспорта) и полученные при данных исследованиях материалы показывают, что легковые автомобили имеют среднюю эксплуатационную скорость около 50 км/ч, а грузовые — 30 км/ч.

Для грузовых автомобилей указанная скорость складывается из 25% времени работы на магистральных улицах города со скоростью 20 км/ч, 50% времени работы на шоссе со скоростью 45 км/ч, 25% времени работы по разбитым грунтовым дорогам со скоростью 10 км/ч.

Результаты всех проведенных испытаний показывают, что трансмиссии автомобилей работают с весьма переменными нагрузками и скоростными режимами.

При определении среднего эксплуатационного вращающего момента и суммарных кривых распределения моментов следует учесть, какую долю времени и с какой нагрузкой работает автомобиль.

Для рассматриваемого примера можно принять: 25% времени работы с грузом 4,0 т, 50% времени работы с грузом 2,5 т, 25% времени работы с грузом 1,0 т, что определяет среднюю эксплуатационную полезную нагрузку

$$G_{cp} = \frac{2,5 \cdot 4,0 + 50 \cdot 2,5 + 25 \cdot 1,0}{100} = 2,5 \text{ т} = 2500 \text{ кг}.$$

Тогда средняя эксплуатационная мощность на обеих полуосях автомобиля при его собственном весе $G_0 = 4050$ кг, к.п.д. трансмиссии $\eta_{mp} = 0,9$ с учетом того, что автомобиль этого типа примерно 20% времени движется по инерции («накатом»), определяется так:

$$N_{cp} = \left(0,034 + \frac{45}{6550 + 1000} \right) \frac{6550 \cdot 30}{270 \cdot 0,9 \cdot 0,8} = 49,5 \text{ л. с.}$$

Среднее число оборотов в минуту полуоси

$$n_{п.ср} = \frac{v_{cp}}{0,377 r_k} = \frac{30}{0,377 \cdot 0,48} \approx 165 \text{ об/мин.},$$

где $r_k = 0,48$ м — радиус качения ведущих колес.

Средний вращающий момент на каждой полуоси

$$M_{п.ср} = 716,2 \frac{N_{cp}}{n_{cp} \cdot 2} = 716,2 \frac{40,5}{165 \cdot 2} = 88 \text{ кгм.}$$

На рис. 1, а и б приведены кривые распределения крутящих моментов на полуосях автомобиля ЗИЛ-164 в различ-

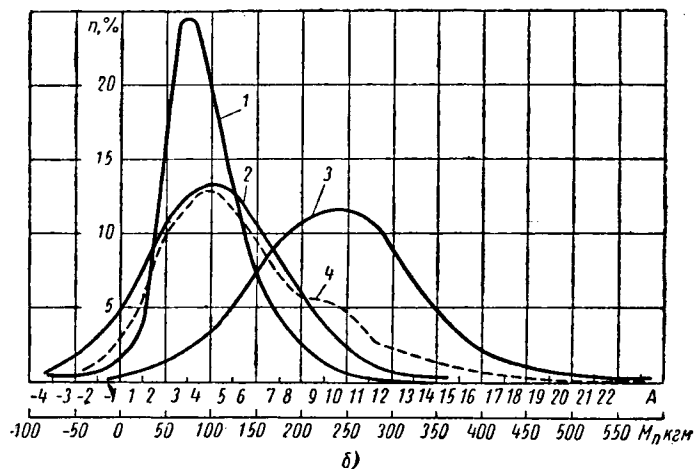
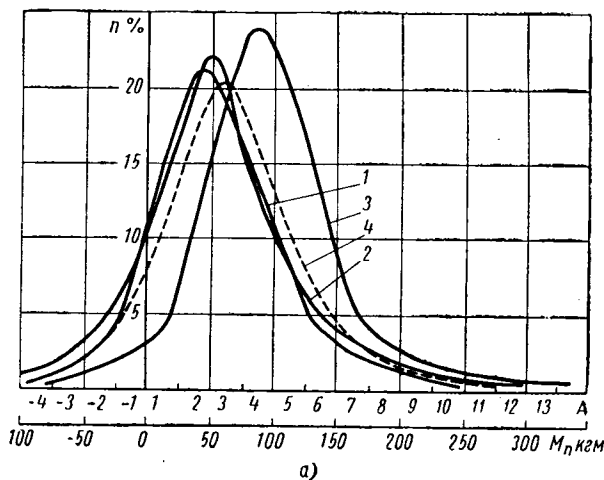


Рис. 1. Кривые статистических распределений крутящих моментов на полуосях автомобиля ЗИЛ-164 при движении: а — по магистральным улицам города; б — по разбитым грунтовым дорогам; 1 — с грузом в кузове 1,0 т; 2 — с грузом в кузове 2,5 т; 3 — с грузом в кузове 4,0 т; 4 — обобщающая кривая со среднеексплуатационной нагрузкой 2,5 т.

ных дорожных условиях, а на рис. 2 — суммарная кривая распределения моментов.

По оси абсцисс в этих графиках отложены значения амплитуд M_n крутящих моментов на полуоси, причем тут же значения крутящих моментов разделены на разряды A через каждые 24 кгм. Разбивка на разряды через каждые 24 кгм позволяет получить в основном диапазоне нагрузок 15 различных разрядов, что вполне достаточно и обеспечивается изготовленными программирующими устройствами.

По оси ординат отложена частота повторения амплитуд нагрузок различной величины, выраженная в процентах от общего времени работы автомобиля в определенных дорожных условиях.

В табл. 1 приведено распределение крутящих моментов по времени в порядке их возрастания. Однако в эксплуатации крутящие моменты распределяются не в порядке последовательного возрастания или убывания, а в хаотическом порядке

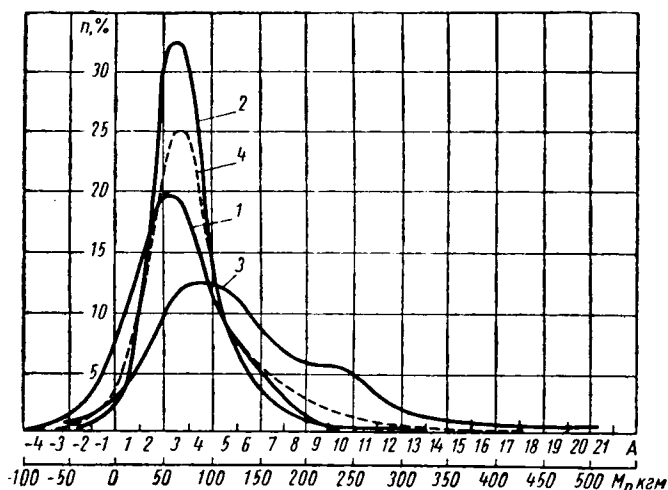


Рис. 2. Суммарная и обобщающие кривые распределения крутящих моментов при движении со среднеэксплуатационной нагрузкой 2,5 г:

1 — при движении по магистральным улицам в городе; 2 — при движении по асфальтированному шоссе; 3 — при движении по разбитым грунтовым дорогам; 4 — суммарная по всем видам дорог.

Таблица 1

Разряд	M в кг·м	n в %	t в мин.	Разряд	M в кг·м	n в %	t в мин.
1*	24	8,82	86,5	9	408	2,20	21,6
2	72	13,52	133,5	10	456	1,60	15,7
3	120	21,39	210,0	11	504	1,20	11,8
4	168	20,70	202,8	12	552	0,80	7,84
5	216	12,81	125,7	13	600	0,55	5,45
6	264	7,40	72,8	14	648	0,45	4,41
7	312	4,80	47,2	15	696	0,30	2,94
8	360	3,21	31,5				

* Учитывается также действие отрицательного момента, который на стенде не может быть воспроизведен.

в зависимости от последовательности эксплуатационных условий. Поскольку на выносливость влияет последовательность нагружений, то при программировании нагрузок следует, как и в эксплуатации, осуществлять нагрузки также не в последовательности постепенного увеличения нагружений. Как показывает опыт, эксплуатационные условия могут изменяться в различной последовательности, за исключением лишь начального периода, соответствующего обкатке нового автомобиля обычно при малой нагрузке. Поэтому и при программировании испытаний задается сначала малая нагрузка. За период варьирования необходимо, чтобы осуществлялось плавное увеличение и плавное уменьшение нагрузок, резкое увеличение и резкое уменьшение нагрузок, а также какие-то средние перепады нагрузок как в одну, так и в другую сторону. Так, при выполненном программирующем устройстве, состоящем из 30 ячеек блока памяти, каждая из которых задает один уровень момента и одну выдержку этого момента во времени, удалось осуществить 15 различных уровней вращающих моментов, чередующихся через 1, 2, 3, 4, 6 и 9 уровней как в сторону увеличения, так и уменьшения.

Наиболее длительные по времени разряды разбиваются поэтому на 2—4 группы, обозначаемые соответственно буквами а—г.

Такая форма периода варьирования не только будет больше соответствовать режиму экспериментальных нагрузок, но и позволит уменьшить отношение времени работы с наиболее распространенной нагрузкой ко времени наименее распространенной нагрузки, а тем самым упростит программирующее устройство узлов, сузив диапазон работы реле времени.

В соответствии с принятым порядком и возможностями программирующего устройства для испытания главных передач автомобиля ЗИЛ-164 выбрана форма периода варьирования нагрузок, приведенная в табл. 2.

Таблица 2

Разряд	M** в кг·м	n в %	t в мин.	Разряд	M** в кг·м	n в %	t в мин.
1a	24	3,10	30,4	15	696	0,30	2,94
2a	72	4,53	44,5	13	600	0,55	5,45
3a	120	7,13	70,0	10	456	1,60	15,7
4a	168	6,90	67,6	7b	312	2,40	23,6
5a	216	4,27	41,9	3b	120	7,13	70,0
6a	264	1,85	18,2	16*	24	5,72	56,1
7a	312	2,40	23,6	5b	216	4,27	41,9
8a	360	1,07	10,5	14	648	0,45	4,41
9	408	2,20	21,6	8b	360	1,07	10,5
11	504	1,20	11,8	6b	264	1,85	18,2
2b	72	4,53	44,5	2b	72	4,53	44,5
4b	168	6,90	67,6	3b	120	7,13	70,0
6b	264	1,85	18,2	4b	168	6,90	67,6
8b	360	1,07	10,5	5b	216	4,27	41,9
12	552	0,80	7,84	6b	264	1,85	18,2

* Учитывается действие отрицательного момента, который на стенде не может быть воспроизведен.

** Учитывая особенности стенда, приводится удвоенное значение вращающего момента.

Размер периода варьирования определяется в зависимости от соотношения наиболее длительного времени работы с постоянным моментом и наименьшего времени работы с учетом ограничения времени срабатывания программирующего устройства.

Если отношение наибольшего времени, в течение которого необходимо выдержать постоянные нагрузки или число оборотов, к наименьшему времени выдержки этих же постоянных величин меньше, чем отношение наиболее длительного времени, обеспечиваемого работой программирующего устройства, к наименьшему времени, то можно при выборе размера периода варьирования принять за основу как наибольшее, так и наименьшее время работы с постоянной нагрузкой.

Выгоднее, чтобы не слишком уменьшать размер периода варьирования, ориентироваться на наибольшее время.

Тогда для рассматриваемого примера, где выдерживаются именно такие соотношения¹, приравняв наибольшую долю времени работы с постоянной нагрузкой

$$\frac{21,4}{3} = 7,13\%$$

наибольшему времени, обеспечиваемому программирующим устройством (70 мин), получим размер периода варьирования

$$T = \frac{70}{7,13} \cdot 100 = 980 \text{ мин} = 16 \text{ ч } 20 \text{ мин.}$$

В соответствии с этим приведены данные в последней графе табл. 2.

Если указанные соотношения времени не находятся в заданных пределах, что менее вероятно, то следует или увеличить диапазон работы реле времени или произвести дальнейшую разбивку на части наиболее длительных по времени участков постоянной нагрузки или оборотов.

Скоростной режим испытаний может быть определен так же, как нагрузочный.

В случае, если надо упростить испытания, нет подробных данных по скоростным режимам, можно с несравненно меньшей погрешностью, чем по нагрузочным режимам, принять постоянную скорость.

В рассматриваемом примере для автомобиля ЗИЛ-164 скорость 30 км/ч соответствует 165 об/мин полуосей. Тогда размер периода варьирования будет соответствовать приблизительно 500 км пробега в среднеэксплуатационных условиях.

Аналогично составляется и программа испытаний полуосей на усталость.

Однако поскольку испытания полуосей проводятся на стенде, работающем по пульсирующему циклу и обеспечивающем знакопеременное нагружение, целесообразно установить предварительное закручивание полуоси, т. е. нагрузить ее статическим моментом с тем, чтобы в процессе испытаний нагружение было преимущественно односторонним, как в эксплуатационных условиях.

Величину статического момента можно принять равной среднеарифметическому значению момента

$$M_{cm} = \frac{\sum M_i \cdot n_i}{100}$$

¹ Выполненные программирующие устройства обеспечивают изменение выдержки постоянного уровня момента и оборотов от 1 сек до 70 мин.

Для данного примера это значение равно 90 кгм.

Относительно этого момента нагружение следует производить с амплитудами, соответствующими амплитудам нагрузок полуосей.

На долговечность узлов и отдельных деталей оказывает влияние также скорость изменения нагрузок. К сожалению, конструкции существующих стендов, для которых были выполнены программирующие устройства, таковы, что не допускают возможности осуществления существующих в эксплуатации динамических нагрузок.

При дальнейшем развитии работ в этой области необходимо создавать специальные стенды для испытаний по широкой программе, включающей в себя и динамические нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гольд Б. В. и Смирнов Г. А. О выборе нагрузок для расчета силовой передачи на износ. Сб. — «Прочность при неустановившихся режимах переменных напряжений». АН СССР, 1954.
2. Лукин П. П. Исследование максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. Труды МАМИ. Вып. 1, 1954.
3. Семенов В. М., Кнороз В. И. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 11.
4. Стефанович Ю. Г., Москалев В. Н., Лунев И. С. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 10.
5. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.

УДК 629.11.011.3:001.5

К расчету автомобильных рам на кручение с учетом жесткости узлов

М. Н. ЗАКС

Мытищинский машиностроительный завод

В АВТОМОБИЛЬНЫХ рамах применяются различные конструкции крепления поперечин к лонжеронам. Эти конструкции отличаются способом соединения поперечины с лонжероном (например, крепление поперечины только за полки лонжерона, крепление поперечины только за стенку лонжерона и т. д.) и расположением поперечины относительно нейтральной оси лонжерона.

Различные конструкции узлов оказывают разное препятствие деформации концевых сечений поперечин и участков лонжеронов между узлами при кручении рамы автомобиля, что сказывается на напряженном состоянии элементов рамы. Упрощенный способ расчета автомобильных рам на кручение [1], предполагающий полное запрещение деформации в узлах рамы, дает завышенное значение бимомента около узлов и, главное, не позволяет выяснить взаимодействие поперечины и лонжерона. Относительное влияние продольных и поперечных балок друг на друга учитывается методом проф. Б. Н. Горбунова [2], но этот метод слабо отражает влияние конструкции узла на напряженное состояние элементов рамы.

В работе [3] методами теории упругости было исследовано напряженное состояние в узле автомобильной рамы. Сравнение результатов расчета исследуемой балки (лонжерона) по теории упругости с результатами расчета по теории тонкостенных стержней [4] показало, что напряженное состояние и перемещения балки, за исключением района узла, полностью соответствуют теории тонкостенных стержней независимо от способа крепления и расположения поперечины.

Район узла включает в себя сам узел и прилегающие к нему зоны полок, длина которых примерно равна ширине полки, а также и зоны стенки, длина которой примерно равна половине высоты стенки.

Отклонения в районе узла величины и распределения напряжений по сечению от закономерностей теории тонкостенных стержней происходит из-за концентрации напряжения и из-за местного изгиба полок и стенки профиля, получающихся под влиянием приложения к лонжерону поперечной нагрузки.

Равновесие бимоментов в узле. Рассмотрим влияние указанных отклонений на величину бимомента лонжерона около границы узла. Местные моменты изгибают полки (стенки) из их плоскости, при этом, согласно теории тонких пластин, напряжения в срединной плоскости полки (стенки) не изменяются. Не изменяются также продольные усилия в полках (стенке), которые являются равнодействующими напряжений по толщине профиля, т. е. местные изгибы не влияют на величину бимомента сечения.

Концентрация напряжения возникает из-за неравномерного включения в работу всех элементов профиля балки, при этом происходит перераспределение напряжения по сечению балки по сравнению с этюрой распределения напряжений по закону секторных площадей ω . Бимомент является интегральным выражением напряжений всего сечения, поэтому можно ожи-

дать, что его действительная величина будет отличаться от величины, подсчитанной по теории тонкостенных стержней, в значительно меньшей степени, чем величина концентрации напряжения данного сечения.

Это предположение проверялось на примерах расчета, данного в работе [3]. По определению бимомент

$$B = \int_F \sigma_x \omega dF.$$

По данной формуле были определены величины действительных бимоментов на границе узла для различных случаев крепления поперечины к лонжерону. Эти величины сравнивались с величиной бимомента, подсчитанного на границе узла по теории тонкостенных стержней. Наибольшая разница составила 9%. Таким образом, определение величин бимоментов по теории тонкостенных стержней дает близкие к действительности результаты и в прилегающих к узлу зонах балок.

Этот вывод используем для установления зависимости между бимоментом концевых сечений поперечины и бимоментами лонжерона на границах узла.

Длина участка лонжерона в зоне узла равна ширине узла

$$l_{уз} = 2a.$$

К концам участка прикладываем крутящие моменты и бимоменты (рис. 1). Действие бимомента поперечины, как это часто делается при анализе рам из тонкостенных стержней, заменим двумя моментами, действующими в плоскости полок поперечины. Эти моменты равны по величине, но противоположны по знаку. Каждый момент, в свою очередь, заменим распределенной по ширине полки нагрузкой q_x , изменяющейся по закону прямой линии:

$$q_x = q_0 \left(1 - \frac{x}{a}\right),$$

где q_0 — интенсивность нагрузки при $x=0$.

Совокупность этих нагрузок на обеих полках поперечины даст распределенный по длине участка лонжерона переменный крутящий момент m_x , изменяющийся по тому же закону, что и q_x :

$$m_x = m_0 \left(1 - \frac{x}{a}\right),$$

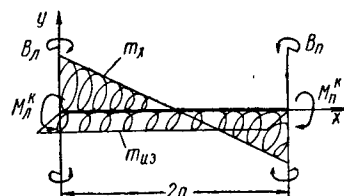


Рис. 1. Схема нагружения участка лонжерона в узле.

где m_0 — погонная величина крутящего момента при $x=0$.

Тогда бимомент поперечины

$$B_{\text{поп}} = 2 \int_0^a m_x (a-x) dx = \frac{2}{3} m_0 a^2.$$

Изгибающий момент поперечины в вертикальной плоскости переходит на лонжерон в виде крутящего момента $M_{кр}^{uz} = M_{из. \text{ поп}}$. Для упрощения дальнейших математических выкладок распределим $M_{кр}^{uz}$ равномерно по ширине узла:

$$M_{кр}^{uz} = m_{uz} 2a.$$

Тогда в сечении z крутящий момент, действующий на участок лонжерона,

$$M_{кр}^{uz} m_0 \left(1 - \frac{z}{a}\right) + m_{uz}.$$

По методу начальных параметров в теории тонкостенных стержней [4] с учетом распределенной крутящей нагрузки в любом сечении x участка лонжерона при $x > z$ бимомент определяется по следующему уравнению:

$$B_x = -\frac{l}{k} GJ_{кр} \theta_A \operatorname{sh} \frac{kx}{l} - B_A \operatorname{ch} \frac{kx}{l} - \frac{l}{k} M_A^k \operatorname{sh} \frac{kx}{l} - \frac{l}{k} \int_0^x \left[m_0 \left(1 - \frac{z}{a}\right) + m_{uz} \right] \operatorname{sh} \times \\ \times \frac{k(x-z)}{l} dz, \quad (1)$$

где B_A и M_A^k — бимомент и крутящий момент, действующие на левом конце рассматриваемого участка лонжерона;

θ_A — погонный угол закручивания левого конца лонжерона.

При этом

$$\frac{l}{k} \int_0^x \left[m_0 \left(1 - \frac{z}{a}\right) + m_{uz} \right] \operatorname{sh} \frac{k(x-z)}{l} dz = \\ = m_0 \left[\frac{l^2}{k^2} \left(\operatorname{ch} \frac{kx}{l} - 1 \right) + \frac{l^2}{ak^2} \left(x - \frac{l}{k} \operatorname{sh} \frac{kx}{l} \right) \right] + \\ + m_{uz} \frac{l^2}{k^2} \left(\operatorname{ch} \frac{kx}{l} - 1 \right).$$

Так как ширина узла соизмерима с размерами сечения лонжерона, то $\frac{kx}{l}$ — малая величина. Следовательно, можно при-

нять $\operatorname{sh} \frac{kx}{l} \approx \frac{kx}{l}$ и $\operatorname{ch} \frac{kx}{l} \approx 1$. Чтобы раскрыть разность

$\operatorname{ch} \frac{kx}{l} - 1$ или $x - \frac{l}{k} \operatorname{sh} \frac{kx}{l}$, разложим $\operatorname{ch} \frac{kx}{l}$ и $\operatorname{sh} \frac{kx}{l}$ в ряд с учетом двух первых членов. Тогда

$$\operatorname{ch} \frac{kx}{l} - 1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{k^2 x^2}{l^2} \text{ и } x - \frac{l}{k} \operatorname{sh} \frac{kx}{l} = \\ = -\frac{1}{6} \cdot \frac{k^2 x^3}{l^2}.$$

Указанные упрощения подставим в уравнение (1), в котором примем $x=2a$. После небольших преобразований получим

$$B_n = -GJ_{кр} \theta_A 2a - B_A - B_{\text{поп}} - M_{кр}^{uz} a - M_A^k 2a.$$

Из равновесия рассматриваемого участка лонжерона

$$M_n^h = -M_A^h - M_{кр}^{uz},$$

отсюда

$$\sum B + \left(GJ_{кр} \theta_A + \frac{M_A^h - M_n^h}{2} \right) l_{yz} = 0. \quad (2)$$

В расчетах удобнее пользоваться моментами и бимомен- тами, действующими на концы стержней, сходящихся к дан- ному узлу. При этом за начальный параметр выбирается кру- тящий момент на правом конце стержня M_n^h . Кроме того, погонный угол закручивания заменяется мерой деформации $\chi = -\theta$, и для всего участка лонжерона на длине узла она при- нимается постоянной. Действительно, различная мера депла- нации связана с разной интенсивностью угла закручивания участка лонжерона в зоне узла, что приводит к разным углам поворота полки лонжерона по длине рассматриваемого участ- ка лонжерона. Но полка лонжерона связана с концевым сече- нием поперечины, контур которого, согласно основной гипотезе теории тонкостенных стержней, не деформируется. Это озна- чает, что концевое сечение поперечины перемещается из своей плоскости на одинаковый для всего сечения угол поворота. Следовательно, и полка лонжерона повернется на одинаковый для всего узла угол, что подтверждает предположение о по- стоянстве меры деформации для всей зоны узла.

Обозначим номер узла через i . В результате уравнение (2) примет следующий вид:

$$\sum B_i + \left(GJ_{кр} i \chi_i + \frac{M_{i,i-1}^h + M_{i,i+1}^h}{2} \right) l_{yz} = 0. \quad (3)$$

Момент инерции кручения сечения лонжерона в узле $J_{кр}$ за счет присоединенных участков поперечины или различных усиливающих накладок может не совпадать со значением $J_{кр}$ остальной части лонжерона. Пример такого узла показан на рис. 2. Для этого узла

$$J_{кр} = \frac{1,12}{3} \{ \delta_A^3 [h + 2(b-n)] + (\delta_A + \delta_n)^3 2n \}.$$

Уравнение (3) носит название уравнения равновесия бимо- ментов в узле.

Можно дать и другое толкование этому уравнению. Для этого умножим каждый член уравнения (3) на меру деформации узла χ_i . Тогда первый член уравнения $\sum B_i \chi_i$ опре- деляет работу бимоментов, приложенных к узлу, на перемещениях узла, второй член в скобках определяет работу приложенных к узлу крутящих моментов (угол закручивания узла $\chi_i = -\chi_i l_{yz}$), а первый член в скобках определяет внут- реннюю работу узла в ус- ловиях чистого кручения, так как величина $O_i = -\chi_i$ для всего участка продоль- ной балки в зоне узла постоянна. Таким образом, уравне- ние (3) означает, что работа всех внешних и внутренних сил, приложенных к узлу, равна нулю.

Уравнение (3) на основании выводов работы [3] может быть использовано и для асимметричного случая крепления попе- речины. Нужно только иметь в виду, что асимметричное рас- положение поперечины относительно нейтральной оси лонже- рона превращает плоскую раму в пространственную систему. При этом от усилий и перемещений в вертикальной плоскости образуются усилия в горизонтальной плоскости, которые изгибают стержни рамы в ее плоскости и создают дополни- тельные крутящие моменты и бимоменты в элементах рамы. Последние нужно дополнительно учитывать в уравнении (3).

Величина горизонтального усилия зависит от соотношения изгибных жесткостей поперечины в вертикальной плоскости и лонжерона в горизонтальной плоскости. В каждом конкретном случае необходимо проанализировать пространственную систему на возможную величину горизонтального усилия.

Кинематическая связь поперечины и лон- жерона. Вначале пренебрежем влиянием местных деформаций на соотношение между мерой деформации лонжерона χ_A и мерой деформации поперечины χ_n в узле.

В автомобильных рамах, как правило, сечения тонкостенных стержней состоят из горизонтальных полок и вертикальных (или наклонных) стенок. Сечения лонжерона имеют открытый профиль, сечения поперечин имеют как открытый, так и за- крытый профиль. В общем случае высота лонжерона h не рав-

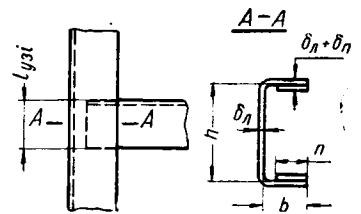


Рис. 2. Определение $J_{кр}$ лонжерона в узле.

на высоте поперечины H . Примем, что $h > H$. Для более общего анализа расположим поперечину асимметрично относительно лонжерона, т. е. продольные оси центров изгиба обеих балок не лежат в одной плоскости (рис. 3). Расстояние между горизонтальными плоскостями, в которых лежат указанные оси центров изгиба, обозначим через n .

Отнесем сечения лонжерона и поперечины к прямоугольной левосторонней системе координат oxy , причем ось z направим вдоль рассматриваемой балки (рис. 3).

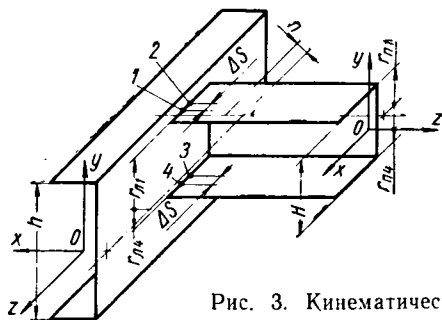


Рис. 3. Кинематическая схема узла.

Продольные перемещения точек сечения поперечины открытого профиля u_n определяются в общем случае четырехчленной формулой В. З. Власова [4]:

$$u_n = v_n(z) - \xi'_n(z) x_n - \eta'_n(z) y_n + \chi_n \omega_n,$$

где x и y — декартовы координаты рассматриваемой точки сечения;

ω — ее секториальная координата;

$v(z)$ — продольные перемещения точки сечения, служащей началом отсчета секториальной координаты;

$\xi(z)$ и $\eta(z)$ — проекции перемещения центра изгиба сечения на оси координат ox и oy .

Если поперечина имеет закрытый профиль, то в указанной формуле значение ω_n изменяется на величину $\frac{\Omega}{S_0}$, а остальные величины остаются без изменений. Поперечные перемещения стенки лонжерона (вдоль оси ox) определяются следующей формулой [4]:

$$w_A = \xi_A(z) - \varphi_A(z) r_A,$$

где $\varphi(z)$ — угол поворота рассматриваемого сечения относительно его центра изгиба;

r — расстояние по вертикали от центра изгиба сечения до рассматриваемой точки.

Так как точки концевых сечений поперечины являются также и точками стенки лонжерона в узле, то из условия неразрывности перемещений во всех этих точках можно написать равенство

$$u_n = -w_A. \quad (4)$$

Рассмотрим на верхней полке концевой сечения поперечины две близлежащие точки 1 и 2 (рис. 3), расстояние между которыми равно Δs . Напишем для этих точек равенство (4), учитывая, что величины v , ξ , ξ' , η' , φ и χ постоянны для всего рассматриваемого сечения: для точки 1

$$v_n - \xi'_n x_{n1} - \eta'_n y_{n1} + \chi_n \omega_{n1} = -\xi_{A1} + \varphi_{A1} r_{A1}, \quad (5)$$

для точки 2

$$v_n - \xi'_n x_{n2} - \eta'_n y_{n2} + \chi_n \omega_{n2} = -\xi_{A2} + \varphi_{A2} r_{A2}. \quad (6)$$

Из равенства (5) вычтем равенство (6), принимая во внимание, что для горизонтальной полки поперечины $y_{n1} = y_{n2}$, $x_{n1} - x_{n2} = \Delta s$ и $r_{A1} = r_{A2}$.

Полученный результат разделим на Δs (для лонжерона на Δz , так как $\Delta z_A = \Delta s_n$). Тогда в пределе

$$-\xi'_n - \chi_n \frac{d\omega_n}{ds} = -\xi'_A + r_{A1} \varphi'_A.$$

Для стержня открытого профиля $\varphi'_A = -\chi_A$ и $\frac{d\omega_n}{ds} = r_{n1}$, а для стержня закрытого профиля с постоянной толщиной стенок

$$\frac{d\omega_n}{ds} = \left(r_{n1} - \frac{\Omega}{S_0} \right),$$

где Ω — удвоенная площадь контура, ограниченного срединной линией сечения;

S_0 — периметр контура.

Отсюда для узла с поперечиной открытого профиля

$$-\xi'_n - \chi_n r_{n1} = -\xi'_A - \chi_A r_{A1}, \quad (7a)$$

для узла с поперечиной закрытого профиля

$$-\xi'_n - \chi_n \left(r_{n1} - \frac{\Omega}{S_0} \right) = -\xi'_A - \chi_A r_{A1}. \quad (7b)$$

Аналогичные зависимости можно написать и для точек 3 и 4 (рис. 3) на нижней полке концевой сечения поперечины:

для узла с поперечиной открытого профиля

$$-\xi'_n + \chi_n r_{n1} = -\xi'_A + \chi_A r_{A1}, \quad (8a)$$

для узла с поперечиной закрытого профиля

$$-\xi'_n + \chi_n \left(r_{n1} - \frac{\Omega}{S_0} \right) = -\xi'_A + \chi_A r_{A1}. \quad (8b)$$

Из равенства (7a) вычтем равенство (8a) и, принимая во внимание, что

$$r_{n1} + r_{n1} = r_{A1} + r_{A1} = H,$$

получим для узла с поперечиной открытого профиля

$$\chi_n = \chi_A, \quad (9)$$

т. е. в узле автомобильной рамы, образованном балками из открытых профилей, имеется равенство мер деформации лонжерона и поперечины. Эта зависимость справедлива как при симметричном, так и при асимметричном креплении поперечины к лонжерону. Аналогичное преобразование для узла с поперечиной закрытого профиля приводит к следующей зависимости между мерами деформации лонжерона и поперечины:

$$\chi_A = \chi_n \left(1 - \frac{2\Omega}{S_0 H} \right). \quad (10)$$

Во многих случаях поперечины автомобильных рам закрытого профиля имеют круглое или квадратное сечение. При этом профиль поперечины не деформируется и $\chi_A = \chi_n = 0$ (в этом случае $\frac{\Omega}{S_0} = \frac{H}{2}$). Подставим зависимость (9) в равенство (7a) и, учитывая, что $r_{A1} - r_{n1} = n$, получим

$$\xi'_n = \xi'_A + n \chi_A, \quad (11)$$

т. е. разница между углами поворота поперечины и лонжерона в узле в горизонтальной плоскости равна закручиванию вертикального эксцентрициитета узла на угол $\chi_A \cdot n$. При симметричном креплении поперечины к лонжерону, когда оси центров изгиба обеих балок лежат в одной плоскости ($n=0$), $\xi'_n = \xi'_A$.

Аналогичным образом можно получить в общем виде зависимость в узле между углами поворота лонжерона и поперечины закрытого профиля в горизонтальной плоскости. В большинстве случаев закрытый профиль поперечины автомобильной рамы имеет горизонтальную ось симметрии. Тогда $r_{n1} = \frac{H}{2}$ и снова приходим к зависимости (11).

Все указанные зависимости были выведены при условии отсутствия местной деформации в узле. Но такая деформация, как показано в работе [3], наблюдается в узле автомобильной рамы при ее кручении. За счет местной деформации полки или стенки лонжерона и поперечины происходит нарушение кинематической связи в узле, и возможно отличие значений мер деформации лонжерона и поперечины друг от друга, т. е. $\chi_A \neq \chi_n$.

В этом случае полки лонжерона и поперечины как бы про- скальзывают друг относительно друга. Нарушается жесткая связь между полками, она становится эластичной.

Величина меры деформации концевой сечения каждого стержня, сходящегося в узел, изменится по сравнению с величиной меры деформации этого же сечения при жесткой связи в узле.

Это изменение меры деформации М. Ханке [5] учитывал коэффициентом связи i . Действительная величина меры деформации концевой сечения стержня им определялась по формуле

$$\chi^i = (1 - i)\chi^0 + i\chi^1, \quad (12)$$

где χ^0 — мера деформации концевой сечения стержня при отсутствии связи между поперечной и продольной балками: $i=0$; χ^1 — мера деформации концевой сечения стержня при жесткой связи в узле: $i=1$. Дифференцируя выражение (12) по длине стержня и преобразуя его, получим зависимость между бимоментами в концевом сечении:

$$B^i = (1 - i)B^0 + iB^1. \quad (13)$$

При известной величине коэффициента связи i с использованием известных величин систем $i=1$ и $i=0$ можно по формулам (12) и (13) определить χ^i и B^i в концевых сечениях стержней, а затем по уравнениям теории тонкостенных стержней — напряженное состояние в любом сечении стержня. М. Ханке принимал, что коэффициент связи i не зависит от внешней нагрузки и длины прилегающих к узлу стержней, а зависит только от конструкции узла. Первое условие является правильным, однако второе условие не всегда справедливо.

Анализ влияния длины стержня на величину бимоментов концевой сечения показал, что коэффициент i практически не зависит от длины стержня только при величине изгибно-крутильной характеристики $k > 1 \div 1,2$. Большинство стержней автомобильных рам удовлетворяют этому условию. В случае коротких стержней ($k < 1$) при определении величины i нужно учитывать длину стержня. Величина коэффициента связи для различных конструкций узлов определяется экспериментально. В опытных образцах измеряют действительные значения бимоментов, мер деформаций или углов закручивания стержней и сравнивают их на основании формул (12) или (13) с расчетными величинами, подсчитанными при $i=0$ и $i=1$.

При соединении в узел стержней открытого профиля в расчете принимают равенство мер деформаций в узле, используя формулу (9), при соединении в узел поперечины с закрытым профилем в расчете пользуются формулой (10).

Величина коэффициента связи i некоторых конструкций заклепочных узлов определена в работе [5].

Зная величину i , можно определить взаимосвязь между χ_n^i и χ_n^i в узле для заданных схем рам (5). Эта зависимость имеет вид

$$\chi_n^i = \lambda \chi_n^i - (1 - \lambda) c, \quad (14)$$

где λ зависит от величины i и геометрических параметров всех сходящихся в узел стержней, а c зависит от внешней нагрузки и геометрических параметров поперечины.

Определение бимоментов и крутящих моментов. При расчете автомобильных рам за основные неизвестные принимают меры деформации лонжеронов в узлах, а меры деформации поперечин в узлах выражают в зависимости от χ_n^i по формуле (14). При $i=1$ связь между χ_n^i и χ_n^i определяется формулами (9) или (10). Для каждого узла рамы составляют уравнение равновесия бимоментов (3), предварительно определив величины крутящих моментов и бимоментов концевых сечений стержней рамы в зависимости от мер деформации в узлах по формулам, приведенным в работе [2]. Решая систему уравнений бимоментов, находят значения мер деформации в узлах рамы.

Определение бимоментов и крутящих моментов по формулам работы (2) связано с подсчетом различных гиперболических функций, что усложняет расчет. Для упрощения вычислений преобразуем эти формулы, заменив в них выражение жесткости чистого кручения $GJ_{кр}$ секториальной жесткостью EJ_ω на основании равенств:

для открытого профиля

$$GJ_{кр} = \frac{k^2}{l^2} EJ_\omega,$$

для закрытого профиля

$$GJ_{кр} = \frac{k_1^2}{\mu l^2} EJ_\omega^\Delta,$$

где k — изгибно-крутильная характеристика стержня открытого профиля;

k_1 — изгибно-крутильная характеристика стержня закрытого профиля;

μ — коэффициент искажаемости сечения (1);

l — длина стержня.

Тогда при отсутствии местной крутящей нагрузки в пролете стержня величины крутящих моментов и бимоментов концевой сечения стержня определяются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} B_{mi} &= \frac{EJ_\omega}{l^2} (a \gamma_{mi} + b \chi_{mi} l + c \chi_i l), \\ M_n^{кр} &= \frac{EJ_\omega}{l^3} [d \gamma_{mi} + a (\chi_{mi} + \chi_i) l] \end{aligned} \right\} \quad (15a)$$

(при заданной величине угла закручивания стержня γ_{mi}),

$$\left. \begin{aligned} B_{mi} &= \frac{EJ_\omega}{l} \cdot e \chi_{mi} - \frac{EJ_\omega}{l} f \chi_i + g l M_n^{кр}, \\ \gamma_{mi} &= \frac{l^3}{EJ_\omega} \cdot \frac{M_n^{кр}}{d} - g (\chi_{mi} + \chi_i) l \end{aligned} \right\} \quad (15b)$$

(при заданной величине крутящего момента $M_n^{кр}$ на стержне). В формулах (15) для стержней закрытого профиля величина J_ω заменяется величиной J_ω^Δ . Коэффициенты a, b, c, d, e, f, g

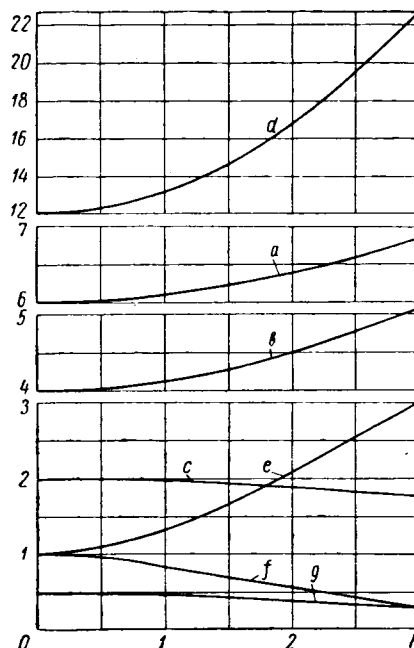


Рис. 4. Графики изменения коэффициентов a, b, c, d, e, f, g для стержней открытого профиля.

для стержней открытого профиля зависят только от изгибно-крутильной характеристики k и легко находятся по графикам (рис. 4).

В указанные на графиках пределы изменения $k=0 \div 3$ укладываются значения изгибно-крутильных характеристик подавляющего большинства стержней открытого профиля автомобильных рам [1]. Значения изгибно-крутильных характеристик k_1 для стержней закрытого профиля в автомобильных рамах больше 5. В связи с этим коэффициенты формул (15) при рас-

четыре стержней закрытого профиля подсчитываются по простым зависимостям:

$$a = \frac{k_1^2}{k_1 - 2\mu}; \quad b = \frac{(k_1(k_1 - \mu))}{k_1 - 2\mu}; \quad c = a - b = \frac{\mu k_1}{k_1 - 2\mu};$$

$$d = \frac{k_1^3}{\mu(k_1 - 2\mu)}; \quad e = k_1; \quad g = \frac{\mu}{k_1} \text{ и } f = \frac{k_1}{shk_1} \approx 0 \text{ (рис. 5).}$$

Формулы (15) не только упрощают расчет, но и дают более ясную зависимость величины конечных бимоментов и жесткости стержня от его геометрических размеров и конечных мер деформации.

Если к стержню рамы между узлами приложен крутящий момент, то при заданной крутящей нагрузке на стержне его нужно разделить на участки с постоянным крутящим моментом и на границе этих участков определить меру деформации χ_z .

При заданном угле закрутки стержня определяется дополнительная величина бимомента и крутящего момента в узлах в предположении заделки концов стержня против поворота и деформации, которая учитывается в уравнении равновесия бимоментов (1) (см. работу [2]).

Экспериментальная проверка. Для сравнения расчетных и действительных величин напряжений в районе узла автомобильной рамы были подвергнуты статическому тензометрированию несколько различных конструкций сварных узлов из тонкостенных гнутых профилей швеллерного типа (см. таблицу). Испытываемые образцы представляли собой Т-образную конструкцию, состоящую из продольной и поперечной балок. Поперечная балка приваривалась к продольной балке

посредине ее длины. У всех образцов длина продольной балки 1500 мм, длина поперечной 800 мм. У образцов 1, 2 и 3 размеры профиля продольной балки 120×55×5 мм, а поперечной 110×55×5 мм. У образцов 4 и 5 размеры профиля продольной балки 200×70×6 мм, а поперечной — 120×55×5 мм.

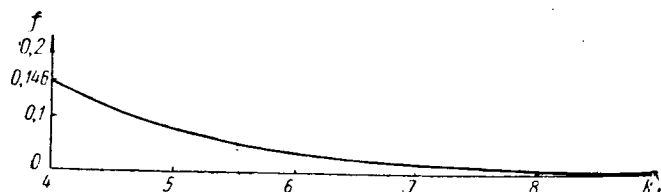


Рис. 5. График изменения коэффициента f для стержня закрытого профиля.

Образцы 1—4 имеют симметричный узел, а образец 5 — асимметричный с небольшим смещением центра изгиба поперечины относительно центра изгиба продольной балки (25 мм).

Все образцы сварных узлов испытывались по двум схемам нагружения, показанным на рис. 6. Для образцов 1—3 крутящий момент $M_1 = M_2 = 625$ кгс·м, для образцов 4 и 5 $M_1 = M_2 = 1250$ кгс·м.

Расчет образцов сварных узлов производился по формулам (3), (9), (15б). Величины бимоментов около опор определялись по напряжениям, которые были получены путем обработки величин деформаций, измеренных при помощи тензодатчиков в прилегающих к опорам сечениях.

№ образца	Образец	Схема нагружения	Напряжение в сечениях						Напряжение в точке А
			Ic	IIc	IA	IIA	IN	IIIN	
1		1	-295 -295 ± 595 445	-255 -235 ± 10 385	115 120 ± 5 -185	80 95 -155	-115 -95 185	-80 -75 155	—
		2	455 ± 90	390 ± 55	-150 ± 45	-130	175 ± 45	150	—
2		1	-260 -220 ± 540 450	-230 -190 ± 90 390	150 140 ± 470 -180	115 125 ± 30 -145	-150 -190 ± 410 180	-115 -150 ± 35 145	—
		2	-480 ± 75	390 ± 55	-265 ± 130	-155 ± 35	255 ± 70	190 ± 10	—
3		1	—	-170 -165 ± 200 390	220 245 ± 365 -150	—	-210 -225 ± 175 145	—	—
		2	—	425 ± 160	-210 ± 85	—	180 ± 100	—	—
4		1	-215 -225 ± 470 1025	—	20 15 ± 15 -145	—	-20 -30 145	—	$\sigma_1 = 70$ $\sigma_2 = -375$
		2	920 ± 680	—	-60 ± 145	—	145 ± 15	—	$\sigma_1 = 1320$ $\sigma_2 = 1250$
5		1	± 185 ± 215 ± 470 990	—	10 35 -140	—	-10 -35 140	—	$\sigma_1 = 650$ $\sigma_2 = 45$
		2	785 ± 550	—	-105 ± 100	—	120	—	$\sigma_2 = -1210$ $\sigma_3 = -1250$

Примечание. Верхние числа — расчетные величины, нижние числа — экспериментальные величины.

Так как продольная и поперечная балки во время испытаний были подвержены действию только стесненного кручения, то деформацию можно измерять в одном месте сечения. В данном случае деформация измерялась на верхних и нижних полках, а в таблице даны средние значения напряжений. В каждом

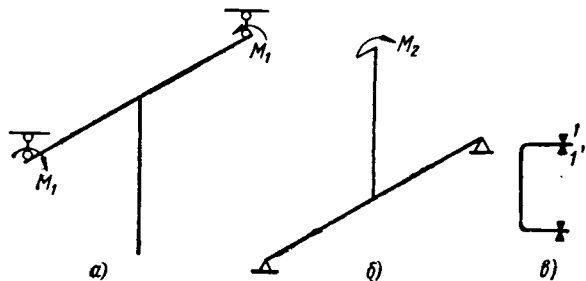


Рис. 6. Схемы испытаний образцов сварных узлов:

а — первая схема нагружения; б — вторая схема нагружения; в — расположение тензодатчиков по сечению балки.

сечении, показанном на эскизах образцов, устанавливались четыре тензодатчика омического сопротивления с базой 9—12 мм около свободного края полков на верхних и нижних волокнах (рис. 6, в). Такое расположение датчиков позволяет определить как секториальные напряжения полки σ_ω , так и напряжения местного изгиба полки $\sigma_{изг}$. Напряжения в любом волокне полки можно записать в следующем виде (рис 6, в):

$$\sigma_{1,1'} = \sigma_\omega \pm \sigma_{изг},$$

где $\sigma_\omega = 0,5(\sigma_1 + \sigma_{1'})$;

$$\sigma_{изг} = 0,5(\sigma_1 - \sigma_{1'}).$$

В таком виде экспериментальные напряжения (нижние числа) помещены в таблице. В этой же таблице даны расчетные величины (верхние числа) секториальных напряжений в точках измерений, которые нужно сравнивать с экспериментальными значениями σ_ω .

В образцах 4 и 5 измерялись изгибные деформации в стенке продольной балки на некотором расстоянии (примерно 12 мм) от края одной из полков поперечной балки. В этом месте стенка продольной балки работает как пластина, на которую действует поперечная нагрузка. В таблице даны величины главных напряжений от изгиба стенки.

Рассмотрим напряжения около узлов, полученные расчетом и экспериментальным путем. В образцах 1, 2 и 3 в большинстве точек измерений экспериментальные секториальные напряжения хорошо совпадают с расчетными и лишь в отдельных точках образцов 2 и 3 существенно превышают расчетные напряжения (до 40—50%). Расчетные кривые нарастания напряжений между сечениями I и II (образцы 1, 2) также хорошо совпадают с аналогичными экспериментальными кривыми.

Приведенное сравнение расчетных и экспериментальных напряжений показывает, что предложенное уравнение равновесия бимоментов (3) дает хорошее совпадение расчетных и действительных величин напряжений.

Кроме того, можно сделать вывод, что в сварных узлах, где высота поперечной и продольной балок приблизительно одинакова, коэффициент связи $i=1$.

В образцах 4 и 5, где высота поперечины меньше высоты продольной балки, при второй схеме нагружения экспериментальные секториальные напряжения во всех сечениях меньше расчетных. Коэффициент связи в этом случае (ориентируемся на наиболее напряженное сечение Ic), $i=0,9$ (для образца 4) и $i=0,8$ (для образца 5). Проскальзывание в узле происходит за счет прогиба стенки продольной балки, где возникают большие изгибные напряжения (см. таблицу, точка А).

В образце 5 отношение величины изгибных напряжений стенки продольной балки к напряжениям в сечении Ic больше, чем соответствующее отношение в образце 4, поэтому коэффициент связи в образце 5 имеет меньшее значение.

При первой схеме нагружения коэффициент связи образцов 4 и 5 равен $i=1$. Как показали расчеты, в этом случае величина меры деформации узла во много раз (6,5—7) больше, чем при второй схеме нагружения, а прогиб стенки уменьшился. Поэтому уменьшилось и влияние прогиба стенки на меру деформации узла.

Во всех испытанных образцах в местах соединения продольных и поперечных балок в узел возникают значительные местные изгибные деформации. Особенно большой величины эти деформации достигают при первой схеме нагружения. В сечении Ic всех образцов местные изгибные напряжения примерно в 2 раза превышают секториальные напряжения.

Если сравнить полученные коэффициенты связи сварных узлов 1, 2 и 3 с коэффициентами связи аналогичных клепаных узлов, приведенными в работе [5] ($i_k=0,75 \div 0,82$ при креплении полков поперечины к полкам лонжерона), то видно, что сварные узлы являются более жесткими, чем клепаные.

В результате проведенного анализа соединения поперечины с лонжероном были рассмотрены особенности расчета автомобильных рам с учетом жесткости узлов. Были выведены уравнения равновесия бимоментов в узле и зависимости между мерой деформации лонжерона χ_A^I и мерой деформации поперечины χ_n^I в узле.

С учетом этих особенностей общая схема расчета автомобильной рамы на кручение в условиях заданной деформации рамы имеет такую последовательность:

1. На основании простых геометрических соотношений, данных в работах [1] и [2], находят углы закручивания всех стержней между осями узлов.

Углом закручивания узла по сравнению с углом закручивания стержня в большинстве случаев можно пренебречь. При необходимости угол закручивания узла легко учесть:

$$\gamma_{уз} = -\chi_A^I l_{уз} i.$$

2. За основные неизвестные в расчете принимают меры деформации лонжерона в узлах. Зависимость между мерой деформации поперечины и мерой деформации лонжерона в узлах определяют по формулам (9), (10) или (14), последнее при $i < 1$.

3. По формулам (15) определяют бимомент и крутящий момент в стержнях в зависимости от мер деформации лонжеронов в узлах и составляют уравнения равновесия бимоментов (3) для каждого узла.

4. Решая систему уравнений равновесия бимоментов, находят значения мер деформации в узлах.

При составлении этой системы уравнений нужно обратить внимание, что в каждом уравнении коэффициент при главном неизвестном в несколько раз больше суммы коэффициентов при других неизвестных этого уравнения (см. формулы (15)). Поэтому лучше всего решать такую систему уравнений методом последовательных приближений, что упростит расчет, особенно при большом числе уравнений.

5. Зная величину мер деформации в узлах, по формулам (15) находят значения бимоментов и крутящих моментов в концевых сечениях всех стержней, которые и определяют напряженное состояние стержня.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гельфгат Д. Б., Ошников В. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз, 1959.
2. Горбунов Б. Н., Стрельбицкая А. И. Теория рам из тонкостенных стержней. Гостехиздат, 1948.
3. Закс М. Н. Напряженное состояние в узле автомобильной рамы при ее кручении. Труды НАМИ. Вып. 61, 1963.
4. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. Физматгиз, 1959.
5. Ханке М. «Automobil», 1959, № 1 и 8.

К вопросу экспериментального исследования распределения масс автобуса вагонного типа

Б. И. ГЕРШМАН, И. Г. ЗАЦЕРКОВНЫЙ, М. А. ШАФАРЕВИЧ

Львовский автобусный завод

ХАРАКТЕР вертикальных колебаний автобуса в продольной плоскости во многом определяется коэффициентом распределения масс ϵ_y . У большинства автомобилей, у которых значение этого коэффициента близко к единице, колебания передней и задней части кузова могут рассматриваться как независимые друг от друга, и при выборе параметров подвески можно пользоваться простыми зависимостями для системы с одной степенью свободы [1]. Однако для некоторых автомобилей это упрощение может привести к значительным погрешностям, в частности это касается автобусов вагонного типа. Уже испытание первого экспериментального образца городского автобуса на Львовском автобусном заводе показало значительное несоответствие действительных собственных частот расчетным значениям (собственные частоты были значительно ниже). При этом подвеска обладала чрезмерной мягкостью и недостаточной динамической емкостью. В дальнейшем было произведено аналитическое исследование момента инерции и коэффициента распределения масс автобуса и параметры подвески были доведены до значений, необходимых для городского автобуса.

Результаты теоретического исследования распределения масс серийного автобуса ЛАЗ-695Б приводились в литературе ранее [2]. В лаборатории экспериментального цеха Львовского автобусного завода были проведены экспериментальные исследования коэффициента распределения масс. Прямое определение момента инерции на качелях, описанное в работе [3], требует специальной установки, которая доступна далеко не всегда в условиях завода. В связи с этим был использован более доступный для любой лаборатории метод проверки величины ϵ_y на простом приспособлении для сбрасывания с записью происходящих процессов на осциллограф.

Общий вид установки показан на рис. 1. Измерение амплитуд колебаний подрессорных масс автобуса и парциальных частот передней и задней подвесок производилось с помощью датчика перемещений, изготовленного на заводе. Одна часть датчика, представляющая собой кронштейн с натянутой струной (рабочий реохорд) из нихромовой проволоки, прикреплялась к мосту автобуса. Другая часть — контактный ползунок — была связана с основанием автобуса. Точка закрепления ползуна находилась над мостом по продольной оси автомобиля. Таким образом, относительное перемещение частей датчика соответствовало перемещению моста относительно центра определенной подрессорной массы. При этом влияние поперечных колебаний практически исключалось. Струна датчика образовывала два плеча моста, два других плеча были выполнены также в виде реохорда, но с ручной регулировкой. К одной из диагоналей моста подводилось питание аккумуляторной батареи, в другую диагональ был включен гальванометр осциллографа Н-700. Перед проведением измерений мост балансировался, в результате чего ток разбаланса, проходящий через гальванометр, становился пропорциональным величине перемещения ползуна относительно нейтрального положения. Регистрация процесса производилась осциллографом на фоточувствительную бумагу, на которую также отметчиком времени подавались отметки с интервалом 0,1 сек. Масштаб записи регулировался подбором чувствительности гальванометра и соответствующего напряжения питания моста.

Для упрощения исследования и получения кривых, из которых можно было бы определить парциальные частоты при колебаниях передней подвески, задняя подвеска выключалась. Это достигалось установкой металлических распорок между мостом и основанием. В связи с этим количество степеней свободы уменьшалось. Аналогичным образом производилось снятие кривых колебаний задней подвески.

Испытаниям подвергался автобус с полным весом без нагрузки 6680 кг и с полным весом при нагрузке, соответствующей 32 сидящим пассажирам, 9050 кг. Взвешивание производилось на заводских автомобильных весах грузоподъемностью 25 т, точность взвешивания ± 25 кг. На этих весах также тарировалась подвеска. Для уменьшения погрешности, вызываемой на-

личием нелинейности характеристики подвески при тарировке и последующем измерении кривых колебаний, корректирующие пружины были отсоединены так, что всю нагрузку воспринимали рессоры. Таким способом устранялась возможность влияния амплитуд колебаний на собственные частоты. Характери-

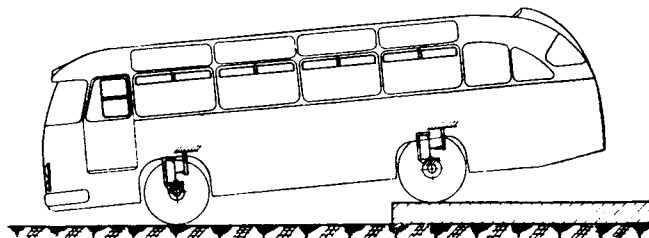


Рис. 1. Общий вид установки для сбрасывания автобуса.

стики рессор и шин принимались линейными (рис. 2). Результаты записи деформаций подвески при съезде автобуса с плат-

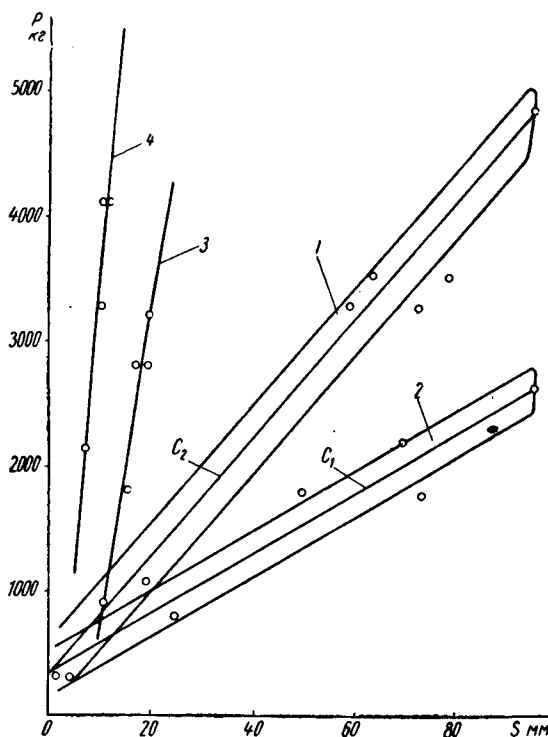


Рис. 2. Характеристики рессор и шин:

1 — задняя подвеска (без пружин); 2 — передняя подвеска (без пружин); 3 — передняя шина; 4 — задняя шина.

формы приводятся на рис. 3. Скорость съезда выдерживалась в пределах 5—8 км/ч. Количество измерений определялось получением не менее трех идентичных кривых. На кривых измерялся период τ между двумя соседними однозначными максимальными значениями амплитуды колебаний.

В табл. 1 сравниваются частоты колебаний, измеренные по кривым, приведенным из рис. 3, и теоретически рассчитанные по формулам парциальных частот (в предположении $\epsilon_y = 1$). Значения измеренных частот получились в среднем на 25% ни-

же расчетных величин для негруженого автобуса. Разница эта несколько снизилась с нагружением автобуса. Уже простое сравнение результатов показывает, что коэффициент распределения масс исследуемого автобуса значительно отличается от единицы. Чтобы с помощью сравнения частот оценить значение

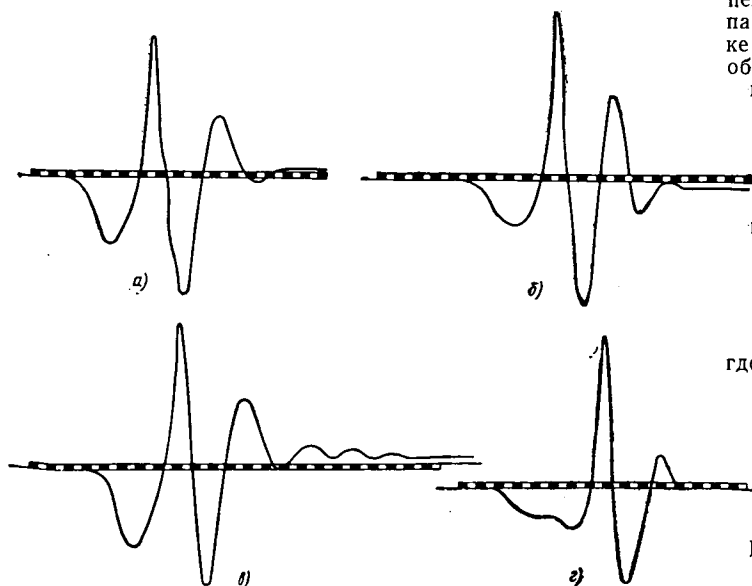


Рис. 3. Деформации подвески при съезде автобуса:

а — передняя подвеска без нагрузки ($\tau' = 0,745$ сек, $n' = 80,5$ кол/мин); б — задняя подвеска без нагрузки ($\tau' = 0,65$ сек, $n' = 92,8$ кол/мин); в — передняя подвеска с нагрузкой ($\tau' = 0,86$ сек, $n' = 70$ кол/мин); г — задняя подвеска с нагрузкой ($\tau' = 0,737$ сек, $n' = 81,5$ кол/мин).

Таблица 1

Параметры	Работа автобуса	
	без нагрузки	с нагрузкой
Общий вес автобуса G в кг	6680	9050
Распределение веса автобуса по осям в кг:		
на переднюю G_1	2350	3050
на заднюю G_2	4320	5000
неподдресоренных частей:		
на переднюю $G_{нп1}$	630	630
на заднюю $G_{нп2}$	1050	1050
поддресоренных частей:		
на переднюю $G_{п1}$	1720	2420
на заднюю $G_{п2}$	3270	4950
Распределение массы по осям в кгсек ² /см:		
неподдресоренных частей:		
на переднюю m_1	0,644	0,644
на заднюю m_2	1,07	1,07
поддресоренных частей:		
на переднюю M_1	1,75	2,47
на заднюю M_2	3,34	5,05
Жесткость рессор в кг/см:		
передней C_1	230	230
задней C_2	476	476
Жесткость шин в кг/см:		
передних $C_{ш1}$	2500	2500
задних $C_{ш2}$	4750	4750
Приведенная жесткость подвесок в кг/см:		
передней C_n	210	210
задней C_2	440	440
Парциальные частоты при $\epsilon_y = 1$:		
передней подвески:		
k_1 в 1/сек	11,5	9,31
n_1 в кол/мин	110	89
задней подвески:		
k_2 в 1/сек	11,9	9,42
n_2 в кол/мин	114	90
Частоты, измеренные при эксперименте:		
передней подвески:		
k_1 в 1/сек	8,42	7,34
n_1 в кол/мин	80,5	70
задней подвески:		
k_2 в 1/сек	9,72	8,52
n_2 в кол/мин	92,8	81,5

коэффициента распределения масс, была теоретически исследована колебательная система, которую представляет собой автобус с выключенной одной из подвесок.

Без учета влияния неподдресоренных масс и податливости шин можно рассматривать упрощенную систему с одной степенью свободы (рис. 4). Ее собственная частота соответствует парциальной частоте k_{01} , которая при линейной характеристике и отсутствии сопротивления определяется [4] следующим образом:

при сбрасывании передней подвески

$$k_{01}^2 = \frac{C_1}{M \frac{b}{L} \left(\frac{b}{L} + \epsilon_y \frac{a}{L} \right)}, \quad (1)$$

при сбрасывании задней подвески

$$k_{02}^2 = \frac{C_2}{M \frac{a}{L} \left(\frac{a}{L} + \epsilon_y \frac{b}{L} \right)}, \quad (2)$$

где M — поддресоренная масса автобуса;
 a, b — расстояние от передней и задней осей до центра тяжести поддресоренных масс;
 L — база;
 $\epsilon_y = \frac{p_y^2}{ab}$ — коэффициент распределения масс (p_y — радиус инерции поддресоренных масс).

При $\epsilon_y = 1$

$$(k_{01}^2)_{\epsilon=1} = \frac{C_1}{M \frac{b}{L}}, \quad (1a)$$

$$(k_{02}^2)_{\epsilon=1} = \frac{C_2}{M \frac{a}{L}}. \quad (2a)$$

Подставляя выражения (1a) и (2a) в формулы (1) и (2), получим

$$\left. \begin{aligned} k_{01}^2 &= (k_{01}^2)_{\epsilon=1} \frac{L}{b + \epsilon_y a}, \\ k_{02}^2 &= (k_{02}^2)_{\epsilon=1} \frac{L}{a + \epsilon_y b}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Последние зависимости можно использовать для приближен-

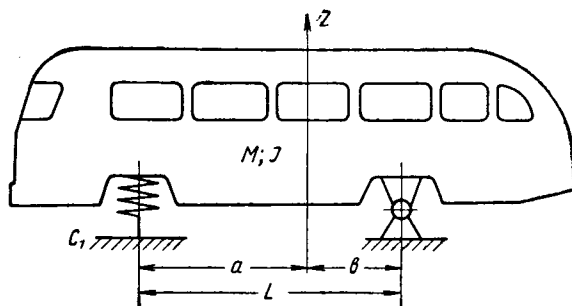


Рис. 4. Схема подвески автобуса с одной степенью свободы.

ной оценки коэффициента распределения масс. Величины $(k_{0i})_{\epsilon=1}$ рассматриваются как расчетные парциальные частоты поддресоренных масс, подвешенных на тарированных упругих элементах с известной постоянной жесткостью (без учета влияния распределения масс). Они определяются по значениям масс, соответствующих действительному распределению веса автомобиля (измерение на весах).

Критерием проверки действительных значений собственных частот k_{0i} , определенных по кривым сбрасывания, является выполнение условия

$$\epsilon_y = \frac{(k_{01}^2)_{\epsilon=1}}{k_{01}^2} \cdot \frac{L}{a} - \frac{b}{a} = \frac{(k_{02}^2)_{\epsilon=1}}{k_{02}^2} \cdot \frac{L}{b} - \frac{a}{b}. \quad (4)$$

Величина ϵ_n определяется дважды: при выключенной передней подвеске и при выключенной задней подвеске.

При учете влияния неподдресоренных масс и податливости шин нужно рассматривать систему с тремя степенями свободы. Дифференциальные уравнения колебаний такой системы, а также их решения можно рассматривать как частный случай линейной системы с четырьмя степенями свободы, описанной в работе [2], в которой жесткость выключенной подвески необходимо принять равной бесконечности. В связи с тем, что парциальные частоты шин значительно отличаются от парциальных частот подвески, колебания неподдресоренной массы вызывают

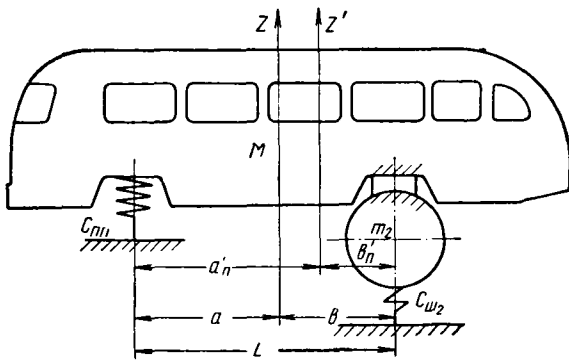


Рис. 5. Схема подвески автобуса с двумя степенями свободы.

обычно незначительное искажение кривых сбрасывания. Поэтому может себя полностью оправдать упрощенное исследование системы с двумя степенями свободы (рис. 5) с учетом влияния шин свободного моста с приведенной жесткостью подвески:

$$C_{ni} = \frac{C_i C_{wi}}{C_i + C_{wi}}. \quad (5)$$

Влияние массы заклиненого моста, которая присоединяется к поддресоренной массе, учитывается путем перерасчета значений радиуса инерции и координат центра тяжести. Парциальные частоты и частоты связи при этом определяются по новым приведенным массам M'_1, M'_2 и новым значениям $\epsilon' = \frac{\rho'^2}{a'b'}$, учитывающим изменение как момента инерции, так и координат центра тяжести поддресоренной массы.

При сбрасывании передней части автомобиля с заклиненным задним мостом смещение центра тяжести определяется уравнением

$$M(b - b'_n) - m_2 b'_n = 0,$$

откуда

$$b'_n = \frac{M}{M + m_2} \cdot b, \quad a'_n = L - b'_n. \quad (6)$$

Новый момент инерции определяется так:

$$J'_n = J + m_2 b_n'^2 + M(b - b'_n)^2, \quad (7)$$

а новый радиус инерции

$$\rho_n'^2 = \frac{J'_n}{M'_n} = \frac{J + M(b - b'_n)^2 + m_2 b_n'^2}{M + m_2}. \quad (8)$$

В случае сбрасывания задней части автобуса с выключенной передней подвеской новые координаты центра тяжести a'_3, b'_3 и радиус инерции ρ'_3 определяются аналогично:

$$a'_3 = \frac{M}{M + m_1} \cdot a; \quad b'_3 = L - a'_3, \quad (6a)$$

$$\rho'_3 = \frac{J + M(a - a'_3)^2 + m_1 a_3'^2}{M + m_1}. \quad (8a)$$

Новые коэффициенты распределения масс равны:

$$\epsilon'_n = \frac{\rho_n'^2}{a'_n b'_n} = \frac{Mab \epsilon_y + M(b - b'_n)^2 + m_2 b_n'^2}{(M + m_2) a'_n b'_n}, \quad (9)$$

$$\epsilon'_3 = \frac{\rho_3'^2}{a'_3 b'_3} = \frac{Mab \epsilon_y + M(a - a'_3)^2 + m_1 a_3'^2}{(M + m_1) a'_3 b'_3}. \quad (9a)$$

Собственная частота сбрасываемой части автобуса находится на основании известных формул для системы с двумя степенями свободы. При заклиненном заднем мосте

$$\omega'_n = \sqrt{\frac{1}{2(1 - \eta_{an}'^2)} \left[\frac{C_{nn}}{M'_{1n}} + \frac{C_{w2}}{M'_{2n}} - \sqrt{\left(\frac{C_{nn}}{M'_{1n}} - \frac{C_{w2}}{M'_{2n}} \right)^2 + 4 \eta_{an}'^2 \frac{C_{nn}}{M'_{1n}} \cdot \frac{C_{w2}}{M'_{2n}}} \right]}. \quad (10)$$

При заклиненном переднем мосте

$$\omega'_3 = \sqrt{\frac{1}{2(1 - \eta_{a3}'^2)} \left[\frac{C_{n3}}{M'_{23}} + \frac{C_{w1}}{M'_{13}} - \sqrt{\left(\frac{C_{n3}}{M'_{23}} - \frac{C_{w1}}{M'_{13}} \right)^2 + 4 \eta_{a3}'^2 \frac{C_{n3}}{M'_{23}} \cdot \frac{C_{w1}}{M'_{13}}} \right]}. \quad (11)$$

где C_{nn} — приведенная жесткость передней подвески;

C_{n3} — приведенная жесткость задней подвески;

$M'_{1n}, M'_{2n}, M'_{3n}$ — значения приведенных масс при выключенной задней подвеске;

$M'_{13}, M'_{23}, M'_{33}$ — то же при выключенной передней подвеске;

$\eta_{an}'^2 = \eta_{a1n} \eta_{a2n}$; $\eta_{a3}'^2 = \eta_{a13} \eta_{a23}$ — соответствующие коэффициенты связи.

Приведенные массы равны:

$$\left. \begin{aligned} M'_{1n} &= (M + m_2) \frac{b_n'^2 + \rho_n'^2}{L^2}; \\ M'_{2n} &= (M + m_2) \frac{a_n'^2 + \rho_n'^2}{L^2}; \\ M'_{3n} &= (M + m_2) \frac{a_n' b_n' - \rho_n'^2}{L^2}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Аналогичные выражения для приведенных масс при выключенной передней подвеске отличаются индексацией: вместо множителя $M + m_2$ будет множитель $M + m_1$.

Частоты, полученные из зависимостей (10) и (11), ниже соответствующих им парциальных частот. Однако эта разница не большая, так как высокочастотные колебания части автомобиля с выключенной подвеской влияют незначительно на низкочастотные.

стотные колебания другой, свободной части автомобиля. В связи с этим действительное значение коэффициента распределения масс ϵ_y кузова, свободно колеблющегося на подвесках, можно определить из зависимостей (9), (9а):

$$\epsilon_y = \frac{\epsilon'_n (M + m_2) a'_n b'_n}{Mab} - \frac{(b - b'_n)^2}{ab} - \frac{m_2 b_n'^2}{Mab} \quad (13)$$

или

$$\epsilon_y = \frac{\epsilon'_3 (M + m_1) a'_3 b'_3}{Mab} - \frac{(a - a'_3)^2}{ab} - \frac{m_1 a_n'^2}{Mab} \quad (13a)$$

Коэффициенты распределения масс с учетом влияния соответствующего заднего или переднего присоединенного моста ϵ'_n, ϵ'_3 определяются по измеренным при сбрасывании частотам с использованием зависимостей (4):

$$\left. \begin{aligned} \epsilon'_n &= \frac{C_{nn}}{M'_1} \cdot \frac{30^2}{\pi^2 n_n'^2} \cdot \frac{L}{a'_n} - \frac{b'_n}{a'_n}, \\ \epsilon'_3 &= \frac{C_{n3}}{M'_2} \cdot \frac{30^2}{\pi^2 n_3'^2} \cdot \frac{L}{b'_3} - \frac{a'_3}{b'_3}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

В данном исследовании не учитывается влияние сопротивлений, так как испытания проводились с отключенными амортизаторами, а влиянием сухого трения в рессорах на собственные частоты в теории автомобильной подвески пренебрегают [4].

Приведенные зависимости были применены для обработки результатов исследования частот колебаний автобуса ЛАЗ-695Б. В табл. 2 приведено сравнение величин ϵ_y , а также других параметров, полученных экспериментальным путем, с расчетными

эксперимента. Этот способ является эффективным при сбрасывании кузова со снятыми мостами на специальном стенде.

Рассмотрение системы с двумя степенями свободы с учетом влияния присоединенной неподдрессированной массы на распределение масс дает результаты с практически достаточной точностью. Разница между теоретически подсчитанным значением ϵ_y и полученным из эксперимента составляла 1—6%. Влияние присоединенного к поддрессированной массе моста привело к некоторому отклонению значений измеренных частот в условиях опыта k_{0i} от действительных значений, собственных кузову k_{0i} . Последние получаются из значения k'_{0i} путем перерасчета. Разница между k_{0i} и k'_{0i} уменьшается с увеличением нагрузки, т. е. с уменьшением отношения $\frac{m_i}{M}$. Аналогичным

образом уменьшается разница между значением ϵ_i и ϵ'_i . Для повышения точности определения частот по графикам, аналогичным рис. 5, необходимо свести трение в элементах подвески к минимальному, т. е. увеличить время затухания возбужденных колебаний. В эксперименте на автобусе, взятом непосредственно, с конвейера, количество колебаний получилось небольшое в результате наличия значительного трения в рессорах, что несколько отразилось на точности результатов измерений. В связи с этим обстоятельством можно рекомендовать проводить подобные исследования на специально подобранных и предварительно оттарированных контрольных упругих элементах.

Частоты связи Ω'_n и Ω'_3 мало отличаются от соответствующих им парциальных частот. В связи с этим можно с небольшой погрешностью ограничиться сравнением расчетных и экспериментальных значений парциальных частот n'_i , т. е. не принимать во внимание колебания на шинах части автомобиля с

выключенной подвеской. В этом случае очень удобно проводить непосредственное сравнение подсчитанных по измеренным частотам действительных значений ϵ_y с соответствующими их теоретическими значениями, что было сделано в конце табл. 2.

Таблица 2

Параметры	Работа без нагрузки				Работа с нагрузкой			
	Расчетные величины		Экспериментальные величины		Расчетные величины		Экспериментальные величины	
Координаты центра тяжести поддрессированных масс в см:								
a, b	275*	144**	275*	144**	280,5*	138,5**	280,5*	138,5**
a_n, b_n	300	119	200	119	298	121	298	121
a_3, b_3	244	175	244	175	259	160	259	160
Парциальные частоты:								
k_{n1} и k_{n2} в 1/сек	8,45	9,9	—	—	7,6	8,4	—	—
n_{n1} и n_{n2} в кол/мин	80,5	94,5	—	—	72,5	80	—	—
k_{n1} и k_{n2} в 1/сек	8,85	26,5	8,42	—	7,51	25,4	7,34	—
n_{1n} и n_{2n} в кол/мин	84,5	253	80,5	—	72	242	70	—
k_{13} и k_{23} в 1/сек	24,3	9,5	—	9,72	23,7	8,37	—	8,52
n_{13} и n_{23} в кол/мин	232	90,8	—	92,8	223	80	—	81,5
Приведенные массы в кг сек ² /см:								
M'_{1n} и M'_{13}	3,58	4,11	—	—	3,709	4,41	—	—
M'_{2n} и M'_{23}	5,61	6,06	—	—	7,41	8,27	—	—
M'_{3n} и M'_{33}	—1,4	—2,98	—	—	—0,546	—0,54	—	—
Коэффициенты связи $\gamma'_{an}, \gamma'_{a3}$	0,091	0,106	—	—	0,0109	0,008	—	—
Частоты связи Ω'_n, Ω'_3 в 1/сек	8,7	9,4	—	—	7,5	8,36	—	—
Коэффициент распределения масс:								
ϵ_y	2,06	2,06	2,07	2,11	1,78	1,78	1,88	1,76
ϵ_n, ϵ_3	1,96	1,88	1,98	1,99	1,74	1,67	1,76	1,73

* В колонке приведены данные по передней части автобуса.

** В колонке приведены данные по задней части автобуса.

значениями, основанными на опубликованных ранее теоретических исследованиях [2]. В результате получены значения коэффициента распределения масс автобуса ЛАЗ-695Б в пределах 2,07—2,11 (при работе автобуса без нагрузки) и 1,76—1,88 (при работе автобуса с нагрузкой). Эти результаты практически согласуются с данными, полученными в НАМИ с помощью другого экспериментального метода.

Рассмотрение системы с одной степенью свободы без учета влияния неподдрессированной массы присоединенного моста привело бы к значительным погрешностям при данной постановке

цели между собственными частотами пружиненого и негруженого автобуса. В результате уменьшается величина нелинейности характеристики, необходимая для обеспечения хорошей плавности хода на всех диапазонах нагрузок.

3. При контроле частот автобусов и экспериментальной проверке распределения масс удобен метод исследования, основанный на обработке кривых сбрасывания. В заводских условиях для проверки распределения масс и действительных частот может применяться упрощенный способ съезда автомобиля с неровности в виде порога. При этом одна из

Выводы

1. Автобусы вагонного типа обладают большим моментом инерции, в связи с чем их коэффициент распределения масс, как правило, больше единицы. Это подтверждается тем, что действительные собственные частоты ниже расчетных частот в предположении $\epsilon_y = 1$. На примере автобуса ЛАЗ-695Б видно, что при ϵ_y , значительно отличающемся от единицы, значение собственных частот может настолько понизиться, что без предварительного анализа распределения масс проектирование подвески становится невозможным.

2. Коэффициент распределения масс автобуса вагонного типа с увеличением нагрузки, как правило, уменьшается, приближаясь к единице. Наблюдается уменьшение разницы

подвесок выключается для уменьшения количества степеней свободы, что должно быть учтено при обработке полученных результатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.

2. Комаров М. С., Зацерковный И. Г. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 3.

3. Яценко Н. Н. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 10.

4. Пархилковский И. Г. Автомобильные листовые ресурсы. Гостехиздат, 1955.



УДК 621.431.73

Повышение долговечности распределительных валов двигателей заменой стали высокопрочным магниевым чугуном

Л. М. БУРАКОВ, Ю. А. ЛЕУШИН, Л. А. СОЛНЦЕВ

Харьковский автомобильно-дорожный институт

КАФЕДРА технологии металлов Харьковского автомобильно-дорожного института совместно с Харьковским заводом «Серп и молот» провела исследование возможности применения высокопрочного магниевых чугуна взамен проката стали 45 для изготовления распределительных валов тракторных дизелей серии СМД (рис. 1).

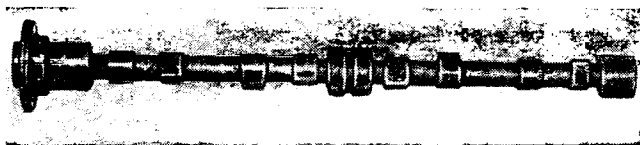


Рис. 1. Внешний вид распределительного вала.

Предварительно были проведены лабораторные износные испытания образцов из высокопрочного магниевых чугуна, прошедшего различную термическую обработку, из отбеленного магниевых чугуна и стали 45, закаленной с нагрева т.в.ч. Для этой цели была сконструирована и изготовлена в институте специальная установка, имитировавшая работу пары кулачок—толкатель (рис. 2). Образец-ролик изнашивался о плоскости тарелки серийного заводского толкателя. Условия испытания были одинаковы во всех случаях:

Контактное напряжение в кг/мм ²	3100
Скорость вращения образца в об/мин	720
Время одного опыта в мин	35
Трение	Без смазки
Количество опытов в цикле испытания	7—15

Износостойкость оценивалась по потере веса образца, определяемой взвешиванием на аналитических весах после каждого опыта.

Результаты испытаний приведены в таблице. Износостойкость испытанных образцов характеризуется следующими данными (за 100% взят образец из стали 45, закаленный т.в.ч.): 240% из высокопрочного чугуна, закаленного т.в.ч.; 50% из отбеленного высокопрочного чугуна; 25% из высокопрочного чугуна, подвергнутого нормализации и отпуску; 23% из высокопрочного чугуна, подвергнутого нормализации; 20% из высокопрочного чугуна без термической обработки. Эти испытания

№ серии	Материал образца	Режимы термической обработки	Структура	Твердость НВ
1	Сталь 45	Закалка т. в. ч. с самоотпуском	Мелкоячеистый мартенсит	613—638
2	Высокопрочный магниевый чугун	Отливка в стержни без термической обработки	Перлит, феррит, незначительное количество цементита, шаровидный графит	207—265
3	То же	Нормализация при 920°, выдержка в течение 2 ч	Сорбитизированный перлит, феррит в виде тонких оторочек, шаровидный графит	265—290
4	.	Нормализация при 920°, выдержка в течение 2 ч, отпуск при 600° с, выдержка в течение 0,5 ч	Сорбитизированный перлит, феррит в виде тонких оторочек, шаровидный графит	220—255
5	.	Закалка т. в. ч. с самоотпуском	Средне- и мелкоячеистый мартенсит, остаточный аустенит, шаровидный графит	430—613
6	Отбеленный высокопрочный магниевый чугун	Отпуск при 600° с выдержкой в течение 0,5 ч	Ледобурит, сорбитизированный перлит, шаровидный графит	550—565

показали, что наибольшей износостойкостью обладают образцы из высокопрочного магниевых чугуна, закаленные т.в.ч. до твердости HRC 45—59. Распределительные валы отливались из чугуна следующего состава: 3,0—3,45% углерода; 2,7—2,9% кремния; 0,7—1,0% марганца; 0,003—0,015% серы; 0,09—0,12% фосфора; 0,03—0,06% хрома; 0,03—0,05% никеля.

Количество магния после модифицирования в отливках составляло 0,04—0,05%.

Распределительные валы отливались в оболочковые формы, положение форм при заливке было принято горизонтальным. Металл подводился в утолщенные части вала. Выбывка вала из форм производилась через 20—30 мин. после заливки.

Такой способ литья позволил получать заготовки довольно высокой точности и с достаточной чистотой поверхности, поэтому механической обработке подвергались только опорные шейки и кулачки вала.

Из отливок распределительных валов вырезались образцы для определения механических свойств и исследования микроструктуры. По механическим свойствам чугун отливок соответствует марке ВЧ 50-1,5 по ГОСТ 7293-54. В структуре, после

лится отмечается некоторое количество эвтектического цементита в поверхностных слоях (до 15—25% площади шлифа), в отдельных плавках наряду с этим свободный феррит — 15—60% площади шлифа (рис. 3). Для устранения лишнего

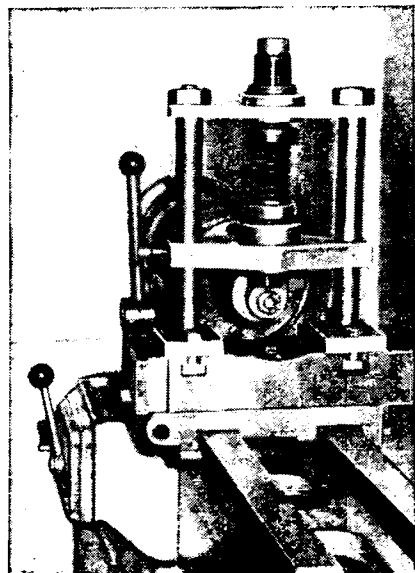


Рис. 2. Установка лабораторных испытаний износостойкости.

количества феррита и следов отбела распределительные валы подвергались после отливки нормализации. Это одновременно обеспечивало подготовку структуры под последующую индукционную закалку. Проведенное исследование различных режимов нормализации показало, что наилучшая структура обеспечивается нагревом до 920° и выдержкой при этом в течение 2 ч. Такая обработка обеспечивает полное разложение эвтектического цементита и уменьшение количества феррита до 10% (не более).

Для снятия внутренних напряжений после нормализации валы подвергались отпуску. Режим отпуска такой: нагрев до 620°C, выдержка в течение 4 ч, охлаждение на воздухе. Механические свойства образцов, вырезанных из валов, прошедших нормализацию и отпуск, были следующими: предел прочности $\sigma_b = 68 \div 78 \text{ кг/мм}^2$; относительное удлинение $\delta = 2,5 \div 4\%$, ударная вязкость $a_k = 2,4 \div 3,8 \text{ кгм/см}^2$, твердость $HB 270$.

После нормализации и отпуска распределительные валы подвергались закалке с нагревом т.в.ч. по режиму: частота тока 8000 гц, напряжение 680 в, продолжительность нагрева кулач-

ков 7—8 сек, нагрева шеек 20—22 сек; охлаждающая жидкость — вода. После закалки измерялась стрела прогиба вала за счет его коробления и в случае необходимости проводилась правка вала. Твердость валов после закалки составляла $HRC 46—56$, микроструктура — мелкоугольчатый, местами среднеугольчатый мартенсит, аустенит и шаровидный графит (рис. 4).

Перед установкой распределительных валов на серийные двигатели несколько чугунных валов из опытной партии было подвергнуто стендовым испытаниям непосредственно на двигателях. Длительность цикла испытания составляла не менее 2000 ч. Износ опорных шеек после испытания в течение 2000 и даже в 3000 ч практически отсутствовал, составляя менее 0,005 мм на диаметр, а износ кулачков по высоте составлял 0,005—0,025 мм. В то же время кулачки распределительных валов из стали 45 селек., закаленные т.в.ч. до твердости

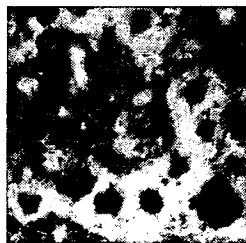


Рис. 3. Микроструктура литого распределительного вала. (X200).

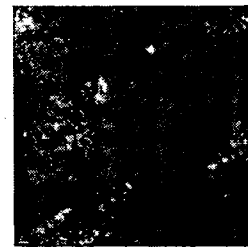


Рис. 4. Микроструктура распределительного вала после нормализации и индукционной закалки. (X200).

$HRC 54—62$, изнашиваются на 0,020—0,040 мм. Разборка двигателей с литыми распределительными валами после 1500 моточасов работы в полевых условиях показала, что по носу кулачка износ составлял менее 0,02 мм. Поэтому валы были оставлены для работы до полного износа.

Выводы

1. Термически обработанный высокопрочный магниевый чугун марки ВЧ 50-1,5 (ГОСТ 7293-54) может служить материалом для изготовления распределительных валов автотракторных двигателей.
2. Замена стали 45 как материала распределительных валов высокопрочным чугуном позволяет повысить износостойкость распределительного вала не менее, чем в 2 раза.
3. Изготовление распределительных валов из высокопрочного чугуна позволяет экономить около 15 кг проката стали 45 на одном двигателе.

УДК 621.923.1:546.26-162

Алмазное шлифование твердосплавных деталей вырубных штампов

А. Е. ГЕЛЬФАНД

Московский завод малолитражных автомобилей

НАИБОЛЕЕ эффективным методом обработки твердосплавных деталей вырубных штампов, обеспечивающим изготовление точных взаимозаменяемых деталей штампов с достаточно высокой производительностью, является алмазное шлифование.

Практика применения алмазного шлифования в СССР и за рубежом показала возможность обработки твердосплавных деталей штампов с точностью до 1-го класса и чистотой поверхности до 13-го класса (практически для деталей штампов требуется обработка в пределах 9 и в редких случаях 10-го класса) при производительности 40—100 мм³/мин.

Поверхностный слой твердого сплава после алмазного шлифования при применении правильных режимов получается, как правило, без каких-либо трещин и дефектов.

Использование алмазного шлифования для обработки твердосплавных деталей штампов, безусловно, не исключает применения электроискрового и ультразвукового методов. Электроискровую обработку целесообразно применять для обработки всевозможных пазов, канавок и фасонных отверстий в твердосплавных деталях штампов. Ультразвуковую обработку эффективно использовать для обработки отверстий в матрицах объемных штампов.

Алмазное шлифование наиболее целесообразно применять при обработке плоских, круглых наружных и внутренних, а также фасонных поверхностей, которые можно шлифовать на плоско-, кругло- и профильно-шлифовальных станках.

В последнее время широкое освоение производства синтетических алмазов позволило в 3 раза снизить их стоимость, а поэтому использование алмазных кругов стало еще более выгодным. Для эффективного использования алмазного шлифования твердых сплавов очень важным является правильный выбор характеристики алмазных кругов и режимов алмазного шлифования.

Были проведены исследования алмазного шлифования твердых сплавов марок ВК8 и ВК20 в НИИАлмазе, МВТУ имени Баумана, на Московском заводе малолитражных автомобилей и ряде других заводов.

Установление оптимальной характеристики алмазных кругов. Как известно, характеристика алмазных кругов определяется тремя параметрами: связкой; зернистостью; концентрацией алмаза в алмазном слое.

В настоящее время в СССР изготавливаются алмазные круги на бакелитовой, металлической и гальванической связках.

Наибольшее применение нашли круги на бакелитовой связке, которые позволяют обеспечить наиболее высокую чистоту обрабатываемых поверхностей (до 13-го класса) деталей из твердого сплава.

Алмазные круги на бакелитовой связке имеют хорошую самозатачиваемость, но вместе с тем более низкую стойкость в работе, чем круги на металлической и гальванической связках. Поэтому, при требованиях к чистоте поверхности твердосплавных пуансонов и матриц штампов в пределах 9-го класса или выше следует применять во время шлифования алмазные круги на бакелитовой связке.

Алмазные круги на металлической связке имеют значительно более высокую стойкость (в 2—6 раз), чем круги на бакелитовой связке. Однако эти круги при шлифовании имеют низкую самозатачиваемость и не обеспечивают стабильного получения на твердосплавных деталях чистоты поверхности выше 8-го класса. Поэтому алмазные круги на металлической связке надо применять в случае предварительного шлифования и при требованиях к чистоте поверхности в пределах 8-го класса.

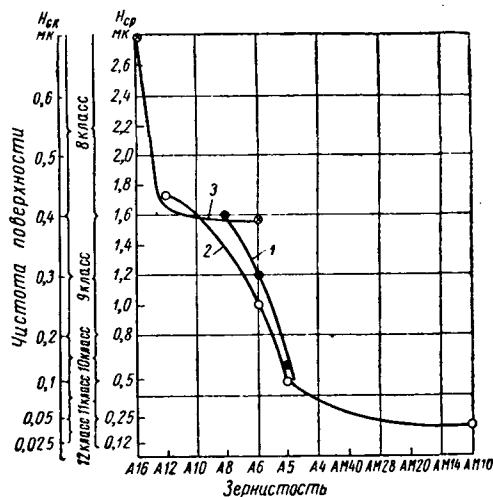


Рис. 1. Влияние зернистости алмазных кругов на бакелитовой и металлической связках при алмазном шлифовании твердых сплавов на чистоту обрабатываемой поверхности на оптимальных режимах:

1 — шлифование на плоскошлифовальном станке твердого сплава ВК20 кругами на бакелитовой связке В1; 2 — шлифование на круглошлифовальном станке твердого сплава ВК8 кругами на бакелитовой связке В1; 3 — шлифование на плоскошлифовальном станке твердого сплава ВК20 кругами на металлической связке М1.

Алмазные круги на гальванической связке применяются пока очень ограниченно, в тех случаях, когда необходимо получение специального профиля круга для шлифования фасонной поверхности твердосплавных деталей. После износа тонкого алмазного слоя (износ происходит, как правило, в отдельных местах, а не по всей периферии) алмазные круги подлежат новому покрытию слоем гальваники с алмазами.

Для хорошей работы алмазных кругов при шлифовании существенное значение имеет выбор зернистости. Исследования показали, что чем меньше зернистость алмазных кругов, тем меньше шероховатость шлифуемых поверхностей твердосплавных деталей, ниже производительность обработки Q и выше удельный расход алмаза q .

На рис. 1 показан суммарный график влияния зернистости алмазных кругов на бакелитовой и металлической связках на чистоту шлифуемых поверхностей. На графике приведены результаты экспериментов по плоскому шлифованию твердых сплавов марки ВК20 кругами на бакелитовой и металлической связках и круглому наружному шлифованию твердого сплава ВК8.

По этому графику можно установить, какую зернистость алмазного круга нужно выбрать для обеспечения заданной чистоты поверхности.

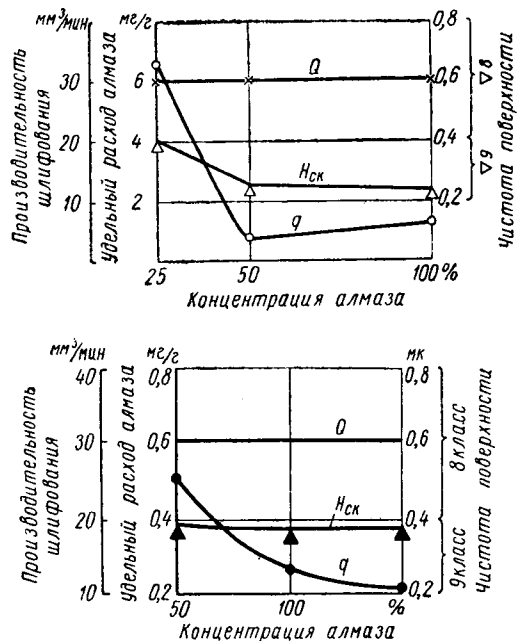


Рис. 2. Влияние концентрации алмаза при плоском шлифовании кругами с зернистостью A6 на удельный расход алмаза, чистоту поверхности и производительность шлифования при режиме шлифования: $v_{кр} = 30$ м/сек; $S_{прод} = 3.0$ м/мин; $S_{поп} = 0.5$ мм/ход и $t = 0.03$ мм при работе с охлаждением 3%-ным содовым раствором:

а — кругами на бакелитовой связке В1; б — кругами на металлической связке М1.

Правильный выбор концентрации алмаза в кругах значительно влияет на снижение удельного расхода алмаза при шлифовании. Как показали эксперименты (рис. 2), концентрация алмаза по-разному влияет на удельный расход алмаза для кругов на бакелитовой и металлической связках.

Из рис. 2, а видно, что при шлифовании твердого сплава ВК20 алмазными кругами на бакелитовой связке минимальный удельный расход получается при работе кругами с концентрацией алмаза 50%.

Из рис. 2, б следует, что при шлифовании кругами на металлической связке с концентрацией алмаза 150% получается минимальный удельный расход алмаза. Однако, учитывая, что удельный расход алмаза при шлифовании кругами с концентрацией алмаза 100% не намного больше, чем с концентрацией алмаза 150% (0,25 мг/г вместо 0,21 мг/г), а стоимость первого значительно меньше (на 33%), чем второго, то наиболее целесообразно использовать при шлифовании твердых сплавов круги на металлической связке с концентрацией алмаза 100%.

Установление оптимальных режимов шлифования. Работа на завышенных режимах даже при правильном выборе характеристики кругов вызывает большой удельный расход алмаза и более высокую, чем требуется, шероховатость обрабатываемых поверхностей. Если работать на заниженных режимах шлифования, то тогда резко снизится производительность обработки.

В проведенных исследованиях критериями для установления оптимальных режимов были: удельный расход алмаза в мг/г (1 мг на 1 г снятого твердого сплава); чистота поверхности ($H_{\text{ск}}$ или $H_{\text{ср}}$ в мк); производительность шлифования в $\text{мм}^3/\text{мин}$; наличие дефектов или трещин в твердом сплаве в мк (длина и глубина).

Оптимальным считается режим шлифования, при котором получаются: минимальный удельный расход алмаза; чистота поверхности в пределах требований; наибольшая производительность обработки и минимальные дефекты в твердом сплаве.

Исследовались следующие параметры режима шлифования: при плоском шлифовании — глубина шлифования t в мм , продольная подача $S_{\text{прод}}$ в мм/мин , поперечная подача $S_{\text{поп}}$ в мм/ход ; при круглом наружном шлифовании — глубина шлифования t в мм , продольная подача S в мм/мин , скорость вращения изделия $v_{\text{вз}}$ в м/мин , число ходов выхаживания h .

Влияние скорости алмазного круга не исследовалось, исследования проводились при работе алмазными кругами типа АПП 200×10×75 на металлической и бакелитовой связках с концентрацией алмаза 100% для кругов на металлической и 50% для кругов на бакелитовой связках, при скорости круга 30 м/сек (по рекомендациям НИИАлмаза).

Зернистость алмазных кругов принималась А10 для предварительного шлифования, А6 и А5 для чистового шлифования и АМ10 для тонкого шлифования.

Во время опытов шлифовались твердосплавные образцы из сплавов ВК8 и ВК20 размером 59×47×30 и 4,5×4,5×40 мм

(для плоского шлифования) и диаметром 70×30 и 24×24 мм (для круглого шлифования).

Опыты проводились с охлаждением 3%-ным раствором соды.

Рассмотрим несколько примеров из проведенных исследований.

Влияние глубины шлифования при обработке алмазными кругами на бакелитовой связке зернистостью А6 на плоскошлифовальном станке исследовалось на режимах: $v_{\text{кр}} = 30 \text{ м/сек}$; $S_{\text{прод}} = 3,0 \text{ мм/мин}$; $S_{\text{поп}} = 0,5 \text{ мм/ход}$. Глубина шлифования изменялась от 0,01 до 0,06 мм . Результаты опытов показаны на рис. 3. Из рисунка следует, что с ростом глубины шлифования удельный расход алмаза увеличивается довольно интенсивно, чистота поверхности ухудшается. При глубине 0,04 мм на шлифованной поверхности появляются следы дробления (точка 1), вследствие вибрации системы станок—круг—деталь. Следовательно, для получения чистоты поверхности в пределах 9-го класса без следов дробления нужно применять глубину шлифования не более 0,03 мм , при этом $H_{\text{ск}} = 0,26 \text{ мк}$, удельный расход алмаза 0,73 мг/г , а производительность шлифования 30 $\text{мм}^3/\text{мин}$. Микротрещин на поверхности образцов не было обнаружено.

Влияние продольной подачи при плоском шлифовании алмазными кругами на металлической связке зернистостью А10 исследовалось на таких режимах шлифования: $v_{\text{кр}} = 30 \text{ м/сек}$; $S_{\text{поп}} = 0,5 \text{ мм/ход}$, $t = 0,03 \text{ мм}$ с охлаждением (рис. 4). Продольная подача изменялась в пределах 4,0—8,0 мм/мин . Из рисунка следует, что при увеличении продольной подачи до 6,0 мм/мин возникали вибрации, в результате которых на образцах появлялись следы дробления. Таким образом, оптимальной подачей является 4,0 мм/мин , при этом удельный расход алмаза получается 0,1 мг/г и производительность шлифования 40 $\text{мм}^3/\text{мин}$.

На рис. 5 показано влияние продольной подачи на предел прочности на изгиб $\sigma_{\text{изг}}$ и ударную вязкость a_k образцов. Применялся алмазный круг зернистостью А10, концентрация алмаза 100%, связка металлическая. Режим шлифования был следующий: $v_{\text{кр}} = 30 \text{ м/сек}$; $S_{\text{поп}} = 0,5 \text{ мм/ход}$; $t = 0,02 \text{ мм}$ при

работе без охлаждения, $t = 0,03 \text{ мм}$ при работе с охлаждением. Из рис. 5 видно, что при шлифовании с охлаждением в случае увеличения продольной подачи с 4,0 до 8,0 мм/мин предел

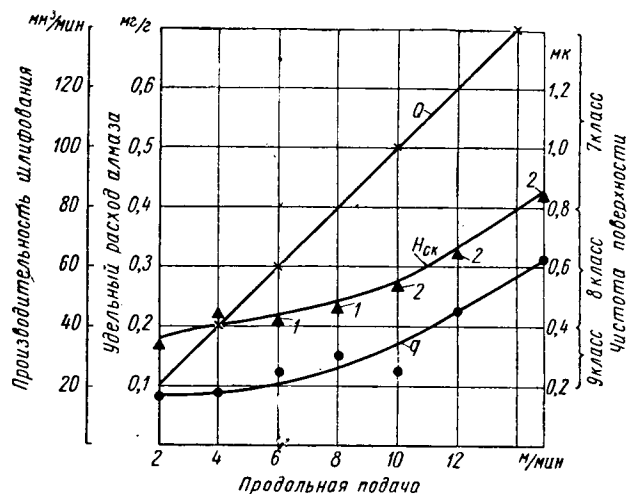


Рис. 4. Влияние продольной подачи при плоском шлифовании алмазным кругом на металлической связке М1 на удельный расход алмаза, чистоту поверхности и производительность: 1 — точка, показывающая следы дробления; 2 — точка, показывающая следы крупного дробления.

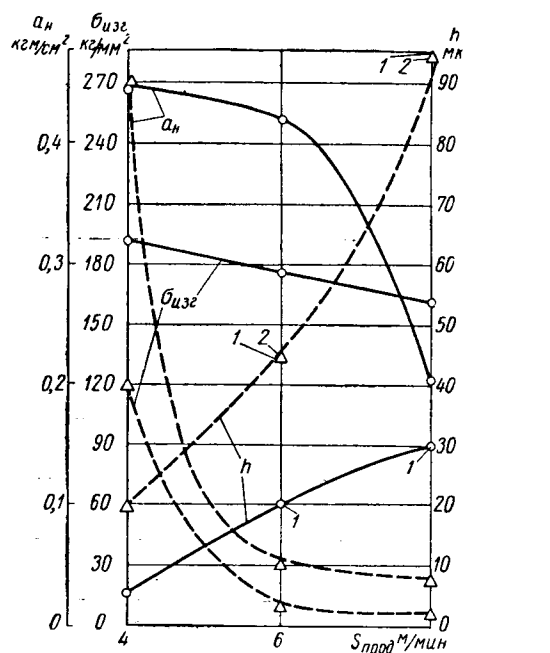


Рис. 5. Влияние продольной подачи при алмазном шлифовании на плоскошлифовальном станке на появление дефектов, трещин и механические свойства твердого сплава ВК20 (сплошные линии a — работа с охлаждением 3%-ным содовым раствором; штриховые линии b — работа без охлаждения): 1 — следы дробления; 2 — трещины.

прочности на изгиб образцов (кривая $\sigma_{\text{изг}}$ сплошная) падает со 193 до 165 кг/мм^2 , а ударная вязкость снижается с 0,45 до 0,21 кг/см^2 . При шлифовании без охлаждения механические свойства образцов из твердого сплава снижаются еще больше (кривая $\sigma_{\text{изг}}$ штриховая). Во время шлифования с охлаждением при продольной подаче 4,0 мм/мин на твердом сплаве получаются дефекты глубиной до 5 мк (кривая h — сплошная линия). При увеличении продольной подачи до 8,0 мм/мин эти дефекты доходят до 30 мк .

В случае шлифования без охлаждения с глубиной 0,02 мм дефекты сильно увеличиваются (кривая h — штриховая).

При продольной подаче 6,0 и 8,0 м/мин дефекты превращаются уже в трещины глубиной соответственно 45 и 100 мк.

Влияние продольной подачи и числа ходов выхаживания стола при тонком круглом наружном шлифовании твердого сплава марки ВК8 исследовалось при обработке алмазными кругами на бакелитовой связке зернистостью АМ10 на режимах $v_{кр} = 30$ м/сек; $v_{изз} = 12,5$ м/мин; $t = 0,0025$ мм.

Для охлаждения применялась жидкость следующего состава: 0,6% тринатрийфосфата; 0,1% нитрата натрия; 0,05% вазелинового масла; 0,3% буры; 0,25% кальцинированной соды; 98,70% воды.

Во время опытов изменялась продольная подача и число ходов выхаживания. Результаты опытов показаны на рис. 6.

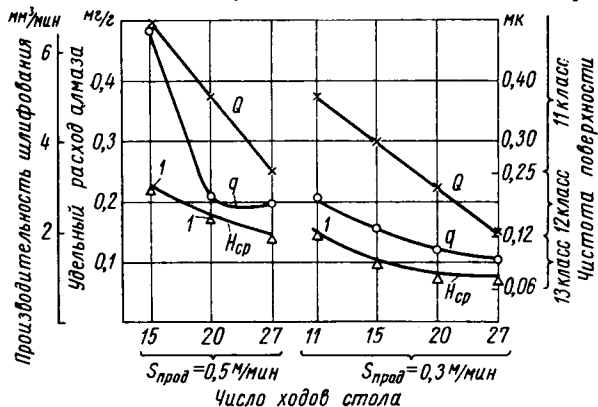


Рис. 6. Влияние продольной подачи и числа ходов стола при круглом наружном шлифовании твердого сплава ВК8 на удельный расход алмаза, чистоту поверхности и производительность:

1 — точка, показывающая наличие полос на обрабатываемой поверхности.

На основе проведенных исследований составлена табл. 1 рекомендуемых оптимальных режимов при алмазном шлифовании твердых сплавов марок ВК8—ВК20.

Установление величины усилий резания и средних температур в плоскости резания твердых сплавов. Для выяснения причин, вызывающих износ и дефекты в твердом сплаве, были изучены усилия и температуры, возникающие в процессе шлифования, и влияния на них зернистости, концентрации, связки алмазных кругов, глубины шлифования, продольной и поперечной подачи, марки шлифуемого твердого сплава.

На основе проведенных опытов установлена зависимость тангенциальных усилий резания при плоском шлифовании от режимов резания и зернистости алмазных кругов. Эта зависимость выражается уравнением

$$P_z = 63,5 \bar{K} t^{0,8} S_{прод}^{0,6} S_{поп}^{0,9} \text{ кг,}$$

где P_z — тангенциальная составляющая усилия резания в кг; \bar{K} — коэффициент, учитывающий влияние зернистости алмазных кругов на металлической связке с концентрацией алмаза 100%.

Величина \bar{K} может быть определена по табл. 2.

На рис. 7 приведены результаты исследований влияния глубины шлифования и марки обрабатываемого твердого сплава на величину радиальных и тангенциальных усилий при плоском шлифовании. Как следует из рисунка, наибольшие радиальные усилия получаются при шлифовании твердого сплава ВК8, затем ВК20 и наименьшие — при шлифовании сплава Т15К6.

При сопоставлении полученных усилий с усилиями, получаемыми при шлифовании твердых сплавов кругами из зеленого карбида кремния в таких же условиях (исследования Р. Г. Махкамова), при алмазном шлифовании они в 4—5 раз меньше.

Для исследований получающихся температур при алмазном шлифовании использовался метод искусственной термпары из железо-константановых проволок диаметром 0,1 мм. Крепление термпары к изделию производилось приваркой опая к твердому сплаву конденсаторным методом.

Опыты проводились на пластинках твердого сплава размером 59×30×10 марки ВК20, в которых прорезался паз шириной 10 мм под углом 5° и приваривалось три термпары, подключаемые к осциллографу марки ПОБ-14. Пластика с термпарами заматывалась мастикой, чтобы охлаждающая жидкость не попадала на термпары.

Верхняя плоскость пластины шлифовалась, и таким образом расстояние от спая до места контакта алмазного круга с твердым сплавом все время уменьшалось, а температура в местах спая фиксировалась на лентах шириной 120 мм.

Уменьшение расстояния от плоскости шлифования до термпар определялось путем измерения высоты твердосплавных пластин после каждого прохода и соответствующих расчетов.

Этим методом можно определять температуру на рас-

Таблица 1

Чистота поверхности по ГОСТ 2789-59	Зернистость алмазных кругов	Концентрация алмаза в %	Связка	Окружная скорость круга в м сек	Окружная скорость изделия в м/мин	Глубина шлифования в мм	Число ходов стола на глубину шлифования	Подача		Производительность в м.м³/мин
								продольная в м/мин	поперечная в мм/ход	
Плоское шлифование										
7-8	A12-A10	100	Металлическая М1	25-30	—	0,03	—	4,0	0,5	40
9	A8-A6	50	Органическая Б1	30-35	—	0,03	—	3,0	0,5	30
10	A5-A4	50	•	30-35	—	0,01	—	3,0	0,5	10
11	AM40-AM28	50	•	30-35	—	0,005	—	3,0	0,3	3
12	AM20-AM10	50	•	30-35	—	0,003-0,005	—	2,0	0,3	2
Круглое наружное шлифование										
7	A12-A10	100	Металлическая М1	25-30	10-15	0,0075-0,01	2	0,5	—	100-125
8	A12-A10	100	•	25-30	10-15	0,0075-0,01	3	0,5	—	60-100
9	A8-A6	50	Органическая Б1	30-35	10-15	0,0075-0,01	5	0,5	—	50-60
10	A5-A4	50	•	30-35	10-15	0,0075-0,01	9	0,5	—	30-40
11	AM40-AM28	50	•	30-35	20-30	0,005-0,0075	9	0,5	—	10-20
12	AM20-AM14	50	•	30-35	30	0,0025	15-27	0,3	—	2-4
13	AM14-AM10	50	•	30-35	30	0,0025	15-27	0,3	—	2-4

Примечания. 1. Указаны режимы при охлаждении 3%-ным раствором. 2. Продольная подача при круглом шлифовании указана для диаметров 25-75 мм при увеличении диаметров от 80 до 150 мм для выбора продольной подачи нужно табличные данные умножать на $K_1=0,5$, а при диаметрах 155 мм и выше на $K_1=0,25$.

Таблица 2

Зернистость алмазных кругов	Величина усилий в кг	Коэффициент K
A5	4,75	1,2
A6	4,0	1,0
A8	3,0	0,75
A10	2,5	0,62
A12	2,5	0,62
A14	2,5	0,62
A16	2,2	0,55

стоянии 0,2—0,25 мм от места контакта круга с твердым сплавом.

Для установления того, какая часть тепла, возникающего при шлифовании, уносится с охлаждающей жидкостью и какая часть поступает в шлифуемое изделие, были сняты осциллограммы, показавшие, что при шлифовании с охлаждением температура твердого сплава на глубине 2,0 мм снижается в 5 раз против шлифования без охлаждения. Следовательно, при алмазном шлифовании с охлаждающей жидкостью уносится 80% тепла, нагревающего обрабатываемый твердый сплав.

Исследовалась также температура, полученная в теле твердого сплава при алмазном шлифовании (рис. 8). Из ри-

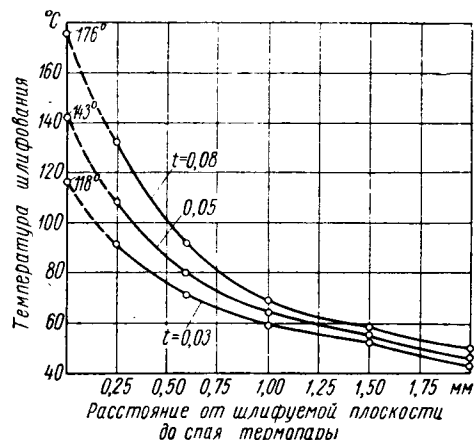


Рис. 8. Зависимость температуры твердого сплава от расстояния спая термопары до плоскости шлифования для разной глубины шлифования.

сунка видно, что с увеличением расстояния от плоскости шлифования температура тела уменьшается по плавной кривой. Увеличение глубины шлифования вызывает рост температуры в теле твердого сплава (при увеличении глубины шлифования с 0,03 до 0,08 мм температура на глубине 0,25 мм растет с 92 до 132°C).

На основе проведенных исследований разработано уравнение зависимости средней температуры в плоскости шлифования алмазными кругами на металлической связке от параметров режима шлифования на плоскошлифовальных станках

$$T = 490 C t^{0,4} S_{\text{прод}}^{0,42} S_{\text{поп}}^{0,7} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где T — средняя температура в плоскости шлифования в $^\circ\text{C}$; C — коэффициент, учитывающий влияние зернистости алмазных кругов на среднюю температуру в плоскости шлифования твердых сплавов марки ВК20 (определяется по табл. 3).

Величина средних температур при алмазном плоском шлифовании периферией круга при работе с охлаждением колеблется в пределах 100—200° (в диапазоне исследованных режимов), что в 4—5 раз ниже температур при абразивном шлифовании; без охлаждения — средние температуры получаются в пределах 500—1000°. Отсюда понятно возникновение трещин при работе без охлаждения.

На рис. 9 показано влияние продольной подачи на удельный расход алмаза, радиальные и тангенциальные силы резания и среднюю температуру в плоскости шлифования

при работе с охлаждением 3%-ным содовым раствором. Менялись алмазные круги на металлической связке зернистостью А10 и с концентрацией алмаза 100%; режим шлифования: $v_{\text{кр}} = 30 \text{ м/сек}$, $S_{\text{поп}} = 0,5 \text{ мм/ход}$; $t = 0,03 \text{ мм}$. Из рисунка следует, что с ростом продольной подачи увеличиваются усилия резания и средняя температура в плоскости шлифования, что, в свою очередь, вызывает рост удельного расхода алмаза в кругах

Аналогичные зависимости наблюдаются при увеличении глубины шлифования и поперечной подачи.

Внедрение процессов алмазного шлифования твердосплавных деталей штампов на заводах. Начиная с 1958 г., на машиностроительных заводах было организовано внедрение алмазного шлифования твердосплавных деталей штампов.

Эта работа проводилась на Московском заводе имени Владимира Ильича, АТЭ-1, Харьковском электротехническом заводе, Ленинградском заводе по изготовлению штампов и др.

На этих заводах было освоено изготовление большого количества сложных штампов (в том числе для вырубки листов статора и ротора) с применением алмазного шлифования.

Освоение твердосплавных штампов (которые нельзя было изготовить без применения алмазного шлифования) увеличило их стойкость и одновременно улучшило качество штамповок благодаря уменьшению или полному устранению заусенцев.

Увеличение стойкости штампов уменьшило потребность в них и увеличило использование новых быстроходных прессов (с числом ходов до 150 в минуту), так как время на установку штампов резко уменьшилось.

Стойкость твердосплавных штампов по сравнению со стальными увеличивалась в 45—50 раз, а в некоторых случаях даже в 80—90 раз. Однако стоимость твердосплавных штампов по сравнению со стальными также повысилась в 4—5 раз, а в некоторых случаях даже в 9 раз (для штампа ШТ-600 завода имени Владимира Ильича), главным образом из-за высокой стоимости алмазных кругов.

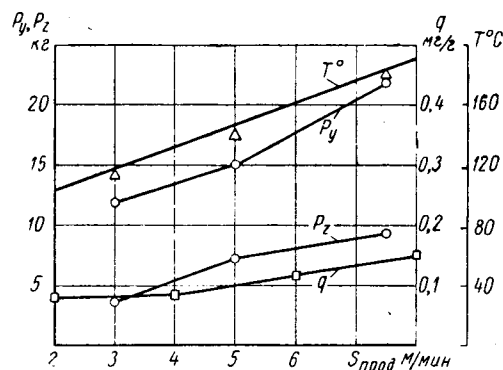


Рис. 9. Влияние продольной подачи на удельный расход алмаза, усилия резания и среднюю температуру при плоском шлифовании твердых сплавов марки ВК20 алмазными кругами.

Учитывая снижение стоимости алмазных порошков в 3 раза, а следовательно, и алмазных кругов, можно ориентировочно принять, что стоимость твердосплавных штампов по сравнению со стальными увеличивается в среднем в 3,5 раза.

Из изложенного следует, что твердосплавные штампы эффективно применять в том случае, когда программа выпуска штампованных изделий в год требует использования более четырех стальных штампов. Например, при стойкости стального штампа 15 тыс. вырубок и возможном количестве переточек 40, общая стойкость штампа получается 600 тыс. вырубок. Общая стойкость твердосплавного штампа для той же детали получается 30 млн. вырубок. Так как стоимость твердосплавного штампа в 3,5 раза больше, чем стального, то для данной детали целесообразно изготовить твердосплавный штамп при программе выпуска штампованных изделий, большей, чем 2,1 млн. деталей.

Оптимальной программой выпуска деталей, изготавливаемых в твердосплавных штампах, является 25—30 млн. шт. в год.

Особо целесообразно использование твердосплавных штампов для вырубки изделий из материалов, обладающих повышенными механическими или абразивными свойствами, или для деталей, к точности обработки которых и отсутствию заусенцев предъявляются высокие требования. Стойкость стальных штампов между переточками для таких деталей 7—8 тыс. деталей и общая стойкость (при 40 переточках) 300 тыс. деталей. Для таких деталей целесообразно изготавливать твердосплавные штампы при программе выпуска, большей, чем 1,00 млн. деталей в год.

Для автомобильных заводов, у которых программа выпуска автомобилей в год 200—300 тыс., будет целесообразно изготавливать твердосплавные вырубные штампы для деталей, которых

Таблица 3

Зернистость алмазных кругов	Средняя температура в плоскости шлифования в $^\circ\text{C}$	Коэффициент C
A5	128	1,1
A6	118	1,0
A8	100	0,85
A10	90	0,76
A12	90	0,76
A16	90	0,76

идет на автомобиль не менее 8 шт., а для деталей из материалов, обладающих повышенными механическими или абразивными свойствами, даже 4 шт. на автомобиль.

Если учесть, что смена моделей автомобилей происходит на наших заводах через несколько лет, то получается, что в ряде случаев целесообразно применять твердосплавные штампы даже для деталей, которых идет по 1—2 шт. на автомобиль.

Выводы

1. Применение алмазного шлифования позволило освоить изготовление таких твердосплавных пуансонов и матриц штампов, обработка которых другими методами была невозможна или очень трудоемка.

2. Исследования процесса алмазного шлифования твердых сплавов марки ВК20 позволили установить оптимальные характеристики алмазных кругов и режимы алмазного шлифования, обеспечивающие минимальный удельный расход алмаза, требуемую чистоту поверхности и точность обработки при максимально возможной производительности.

3. Алмазное шлифование твердых сплавов на режимах, более высоких, чем рекомендуется в табл. 2, может вызвать при работе с охлаждением появление дефектов в твердом сплаве и снижение его механических свойств, а при работе без охлаждения даже появление микро- и макротрещин и значительное снижение механических свойств твердого сплава.

4. Алмазное тонкое шлифование может обеспечить при хорошем состоянии станков чистоту обработки твердых сплавов до 13-го класса включительно.

5. Разработаны уравнения зависимости тангенциальных усилий и средних температур в плоскости шлифования алмазными кругами твердых сплавов ВК20 от параметров режима шлифования и зернистости алмазных кругов.

6. Установлено, что величина средних температур в плоскости шлифования алмазными кругами на металлической связке при работе без охлаждения достигает 500—1000°, а при работе с охлаждением 100—200°.

7. Стойкость твердосплавных штампов, обработанных алмазными кругами, в 45—50 раз больше аналогичных стальных штампов, а их стоимость выше в 3—4 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гельфанд А. Е. Алмазная обработка твердосплавных деталей штампов. Сб. «Твердосплавные вырубные и пробивные штампы». ЦИНТИ электротехнической промышленности и приборостроения, М., 1960.

2. Гельфанд А. Е. — «Станки и инструмент», 1960, № 12.

3. Гельфанд А. Е. — «Станки и инструмент», 1961, № 7.

4. Гельфанд А. Е. — «Станки и инструмент», 1963, № 1.

5. Гельфанд А. Е., Новгородов А. С. и Фотев Н. К. Обработка твердых сплавов. Машгиз, 1963.

6. Гельфанд А. Е. Шлифование твердосплавных деталей вырубных штампов алмазными кругами на органической связке. Сб. «Алмазный инструмент и процессы алмазной обработки». ЦБТИ Госкомитета Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению. НИИАлмаз, М., 1961.

7. Попов С. А. и Гельфанд А. Е. — «Станки и инструмент», 1961, № 11.

УДК 620.178.4:621.431.73

Подготовка и проведение испытаний на выносливость шатунных болтов на новой испытательной машине ВИМ-2

А. И. СВЕТЛОВ, Ф. П. ВАСИЛЕЦ

Институт машиноведения и автоматизации Госкомитета машиностроения при Госплане СССР

ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ машина ВИМ-2 предназначена для проведения испытаний на выносливость шатунных болтов поршневых двигателей при одновременном действии статических и переменных растягивающих нагрузок, т. е. нагрузок, по своему действию воспроизводящих напряженное состояние болта в работающем двигателе. Важность задачи выявления и устранения причин обрывов шатунных болтов является несомненной в связи с тем, что для надежной работы современных мощных быстроходных двигателей явления усталости становятся все более опасными по мере возрастания нагрузок и скоростей при одновременном снижении веса деталей.

Машина ВИМ-2 позволяет также проводить испытания круглых и плоских образцов, натуральных деталей, элементов соединений и конструкций. Машина может быть использована также и как вибрационный стенд для испытания изделий и приборов в отношении того, как они переносят сотрясения, которым подвергаются в работе.

Описываемая машина получила положительную оценку со стороны Минского тракторного завода, Харьковского моторостроительного завода «Серп и молот», Научно-исследовательского института технологии машиностроения и др. За время своего использования машина ВИМ-2 зарекомендовала себя как надежная и работоспособная машина, полностью отвечающая своему назначению и требованиям, предъявляемым к современным испытательным машинам.

Машина ВИМ-2 относится к машинам резонансного типа. Она рассчитана на работу с частотой, удаленной от резонанса, что обеспечивает устойчивую работу машины на заданном режиме. С этой целью колебательная система машины настраивается на работу на пологой части восходящей ветви резонансной кривой. Коэффициент динамического усиления лежит в пределах 5—50 в зависимости от типа образцов и требуемых нагрузок.

Машина ВИМ-2 (рис. 1) состоит из двух основных узлов: станины и собственно машины. Станина 1 представляет собой бетонное основание большой массы с залитыми в ней по разметке или шаблону анкерными болтами, предназначенными для крепления собственно машины. Для установки машины фундамента не требуется, она устанавливается на спиральных пружинах, которые, в свою очередь, свободно опираются на пол. Таким образом, опорные пружины изолируют машину от пола и гасят колебания, предотвращая передачу вредных вибраций на здание и обратно.

Собственно машина состоит из следующих основных узлов и деталей: опорной плиты 2, двух колонн с поперечиной 3, силовой цепочки, вибрационного рычага 4, центробежного вибратора 5, системы статического нагружения 6.

Опорная плита 2 представляет собой основание, на котором монтируются все остальные узлы и детали собственно машины. В гнездах опорной плиты устанавливаются и закрепляются корончатыми гайками две колонны с поперечиной 3. Поперечина имеет возможность перемещаться вдоль по колоннам и устанавливаться в нужном положении с помощью четырех круглых гаек с развитыми опорными плоскостями. Поперечина является верхней несущей опорой силовой цепочки.

Силовая цепочка состоит из стержневого динамометра 7, испытываемого образца 8, верхнего 9 и нижнего 10 захватов, переходного стакана 11, переходной тяги 12, упругого звена 13 и нижней несущей опоры 14. Верхняя часть силовой цепочки укрепляется на поперечине посредством круглой гайки со сферической опорной поверхностью.

Контакт по сфере позволяет исключить возможные от неточностей изготовления и сборки перекосы и осуществить осевое приложение на образец растягивающих усилий. С той же целью в конструкцию цепочки введен переходной стакан 11, обеспечивающий соосность верхнего и нижнего захватов пу-

тем центрирования их по наружному диаметру. Упругое звено 13 — это гибкая связь, воспринимающая и поглощающая переменные напряжения изгиба, возникающие в силовой цепоч-

может быть применен в зависимости от требований точности, мощности силовозбуждения, непрерывности изменения переменной нагрузки или иных специфических условий опыта.

В машине ВИМ-2 возможны два метода регулирования динамической нагрузки, которые могут осуществляться как раздельно один от другого, так и совместно: 1) регулирование изменением силы возбуждения; 2) регулирование изменением частоты возбуждения. Изменение силы возбуждения осуществляется регулировкой радиуса вращения центра тяжести неуравновешенной массы вибратора. Изменение частоты возбуждения осуществляется при помощи привода от регулируемого электродвигателя постоянного тока, питаемого от мотор-генератора. Совмещение этих двух методов весьма эффективно для получения широких диапазонов регулирования. Краткая техническая характеристика машины ВИМ-2 приведена ниже.

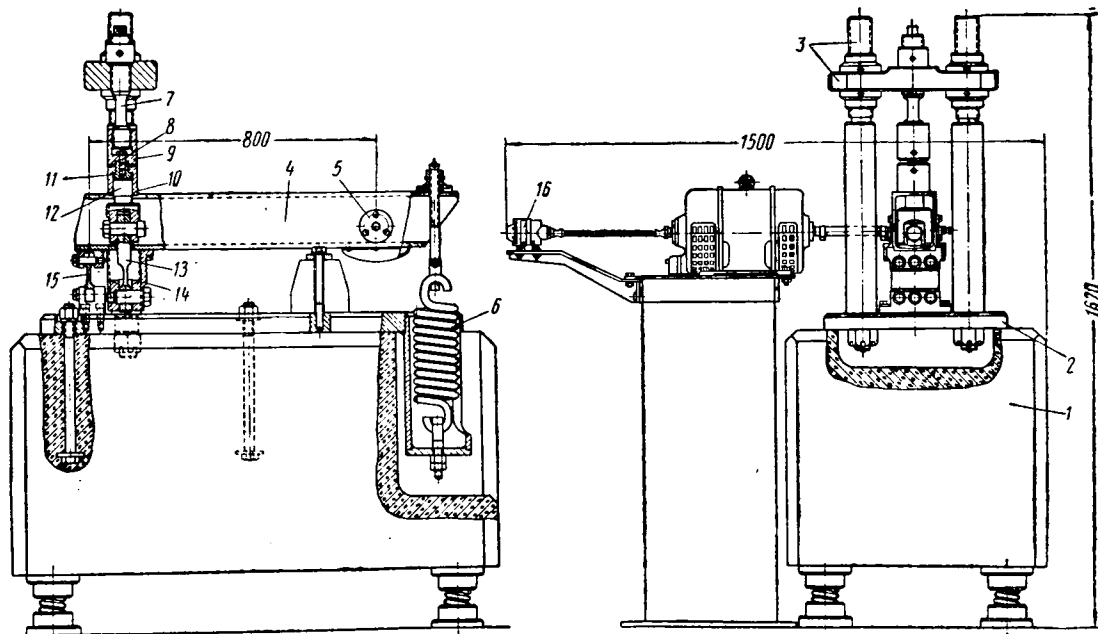


Рис. 1.

ке во время колебаний вибрационного рычага. Центр изгиба упругого звена располагается по одной горизонтали с центром колебаний рычага в точке, в которой направление вектора скорости колебаний совпадает с направлением оси силовой цепочки, благодаря чему боковые перемещения последней практически отсутствуют. Этим также обеспечивается передача усилий на образец по оси без перекоса. Вибрационный рычаг 4, представляющий собой коробчатую балку, является основным элементом колебательной системы. Он соединен с опорной плитой упругой подвеской 15 в виде плоской пружины, выполняющей роль гибкой опоры. Упругая подвеска полностью обеспечивает необходимую подвижность рычага в вертикальной плоскости, т. е. в плоскости колебаний, и бесшумную работу машины. Статическое нагружение испытуемого образца создается натяжением спиральной пружины, укрепленной с одной стороны на конце вибрационного рычага и с другой — к опорной плите. Статическая нагрузка на образец равна произведению силы натяжения пружины на передаточное отношение (960:110) плеч рычага, участвующих в передаче статической нагрузки на образец. Величина статической нагрузки определяется путем измерения величины деформации предварительно протарированной нагрузочной пружины с помощью рейсмуса.

В машине ВИМ-2 возбуждение переменных напряжений в образце осуществляется центробежным вибратором, в котором используются центробежные силы инерции вращающихся неуравновешенных масс. Усилие, развиваемое вибратором и изменяющееся по гармоническому закону, приводит рычаг в колебание в вертикальной плоскости по дуге очень малой кривизны с центром в середине гибкой подвески и нагружает образец переменными растягивающими усилиями. При установившемся режиме работы образец нагружается не только силами, развиваемыми вибратором, но также силами инерции деталей, передающих динамические нагрузки от вибратора к образцу. Усиление инерционных сил осуществляется также путем соответствующего соотношения (800:110) плеч рычага, участвующих в передаче возбуждаемого усилия на образец. В конструкции машины предусмотрен счетчик 16 числа оборотов исполнительного двигателя. Машина снабжена конечным выключателем, автоматически выключающим электропривод при разрушении образца. Для машины ВИМ-2 разработаны три различных конструкции вибраторов, каждый из которых

Максимальная нагрузка на образец в кг:

статическая	800
динамическая (амплитуда цикла)	±4000
частота нагружений циклов в минуту	3000
Диаметр опасного сечения в мм	14
Расстояние между стойками в свету в мм	205
Погрешность в измерении нагрузки в %	±3
Исполнительный электродвигатель	Электродвигатель типа ПН-5, мощностью 1 кВт, 3000 об/мин
Электропривод	Электромагнитный усилитель типа ЭМУ-12А3

Размеры машины в мм:

длина	1550
ширина	1500
высота	1620
Вес в кг	1800

Для регулирования и обеспечения постоянства числа оборотов вибратора, а следовательно, и для получения постоянства во времени заданной переменной нагрузки, применяется электропривод (рис. 2), состоящий из электромагнитного усилителя ЭМУ-12А3, исполнительного двигателя ПН-5 постоянного тока и системы обратной связи.

Генератор Г электромагнитного усилителя имеет две обмотки управления. Поддержание постоянства заданного числа оборотов исполнительного двигателя осуществляется с помощью обратной связи по напряжению, для чего одна из обмоток управления $У_1У_2$ присоединена к выходным зажимам $А_1А_2$ генератора электромагнитного усилителя. На вторую обмотку управления $У_3У_4$ подается независимое постоянное напряжение от сети переменного тока 220 в через стабилизатор напряжения Ст, понижающий автотрансформатор Тр 220/127 в и набор селеновых выпрямителей В. В эту же цепь включен реостат R, посредством которого можно изменять напряжение, подаваемое на обмотку $У_3У_4$, и тем самым устанавливать необходимое число оборотов исполнительного двигателя. Электрические токи в обмотках управления $У_1У_2$ и $У_3У_4$ направлены навстречу друг другу, и результирующий магнитный поток определяется разностью напряжений в обмотках управления $У_3У_4$ и обратной связи $У_1У_2$. Как только напряжение на выходных зажимах генератора ЭМУ превышает установленную величину, ток в обмотке $У_1У_2$ увеличивается и заставляет соответственно уменьшиться результирующий магнитный поток, что вызывает понижение напряжения на выходе генератора. Таким образом, напряжение, подаваемое генератором на исполнительный двигатель, и, следовательно, число оборотов исполнительного двигателя будут колебаться около установлен-

ного значения в узком диапазоне. Постоянное напряжение, необходимое для возбуждения исполнительного двигателя, подается от того же набора селеновых выпрямителей В. К исполнительному двигателю ПН-5 подсоединен тахогенератор ТЭ204 с измерителем числа оборотов.

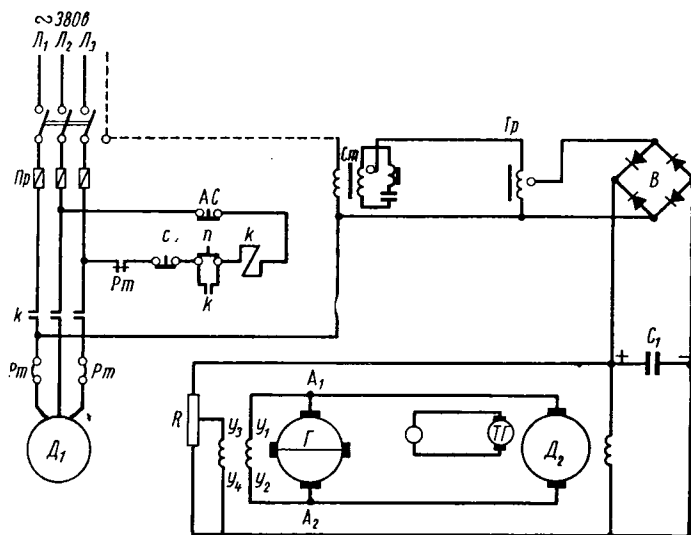


Рис. 2.

Тарировка машины ВИМ-2 заключается в экспериментальном определении зависимости показаний на шкале силоизмерительного устройства от развиваемых машиной нагрузок. В машине ВИМ-2 нагрузки измеряются оптическим методом — с помощью микроскопа определяется амплитуда колебаний световой щели. Тарировка осуществляется путем статического нагружения машины, т. е. проводится статическая тарировка. Порядок тарировки следующий:

1) определение нагрузки на образец, создаваемой весом нижнего захвата с переходными деталями и весом вибрационного рычага, пружиной статического нагружения;

2) определение передаточного отношения вибрационного рычага;

3) тарировка пружины статического нагружения;

4) тарировка световой щели.

Для определения нагрузки, указанной в п. 1, вместо образца в машине закрепляется тарировочное приспособление, состоящее из тарировочного динамометра 1 (рис. 3) с индикатором 2 и деталей крепления. Динамометр устанавливается на неподвижной траверсе 3 на сферической гайке 4 и через тягу 5, пропущенную сквозь динамометр, соединяется с нижним захватом 6. После этого вибрационный рычаг 7 вместе со свободно подвешенной к нему пружиной статического нагружения устанавливается в положение, параллельное опорной плите. При достижении указанного положения вибрационного рычага снимается показание индикатора и по тарировочному графику динамометра определяется искомая величина A дополнительной нагрузки на образец.

Передаточное отношение i вибрационного рычага — это отношение плеч рычага, участвующих в передаче статических усилий на образец. Величина i определяется следующим образом: машина с закрепленным тарировочным приспособлением приводится в исходное положение, т. е. в положение, когда вибрационный рычаг параллелен опорной плите, а стрелка индикатора стоит на нуле. После этого вибрационный рычаг последовательно нагружается мерными грузами G в месте крепления пружины статического нагружения. Интервалы нагрузок принимаются равными 10 кг, число нагружений 8—10. После каждого очередного нагружения, перед снятием соответствующего показания индикатора, вибрационный рычаг должен быть возвращен в положение, параллельное плоскости опорной плиты. По показаниям индикатора и тарировочному графику динамометра определяется величина нагрузки P на образец при соответствующем грузе G . Искомое передаточное отношение получается как частное от деления P на G , т. е.

$$i = \frac{P}{G}.$$

Пружина статического нагружения работает на растяжение. По прилагаемым к пружине усилиям и соответствующим им деформациям строится график зависимости нагрузки от деформации. Усилие пружины, требуемое для создания в образце заданного статического напряжения $\sigma_{ст}$, определяется по формуле

$$P_{пр} = \frac{\sigma_{ст} F - A}{i},$$

где F — площадь опасного поперечного сечения в образце в мм²;

A — нагрузка на образец от веса нижнего захвата и веса вибрационного рычага с пружиной статического нагружения в кг.

Длина пружины, необходимая для получения расчетного усилия, определяется по тарировочному графику пружины.

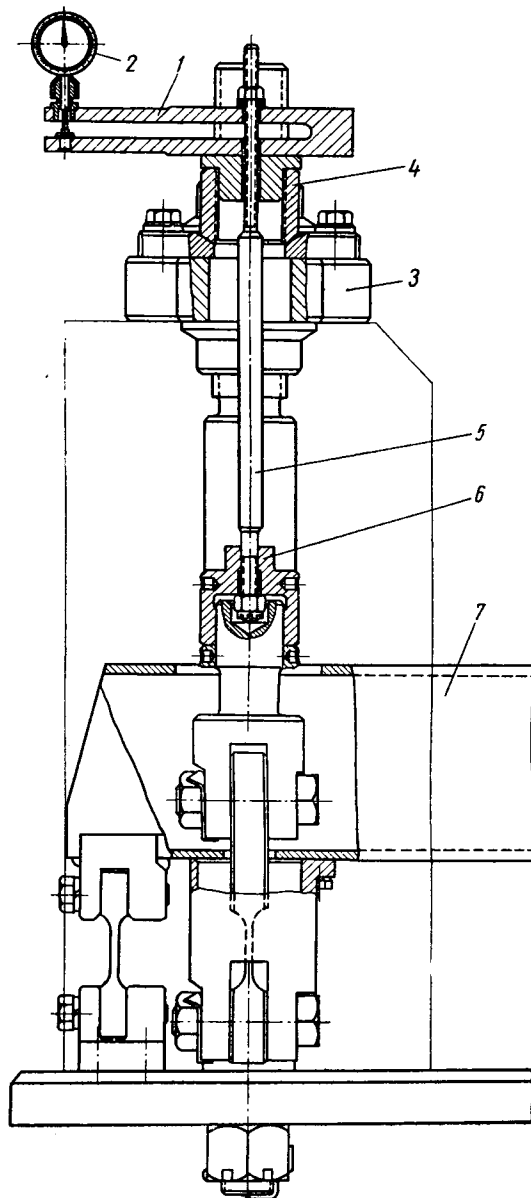


Рис. 3.

Тарировка световой щели представляет собой собственно статическую тарировку машины. Она заключается в оценке нагруженности образца по амплитуде колебаний вибрационного рычага. Система статически нагружается при тарировке так, что усилие на образец по своему действию аналогично действию динамического усилия, возбуждаемого машиной при работе. Световая щель шириной 0,025 мм закреплена на вибра-

ционном рычаге. Освещение световой щели осуществляется от обычной электрической лампы. Измерение отклонений световой щели осуществляется при помощи микроскопа МПБ-2, имеющего сетку со шкалой, по которой и отсчитываются показания. Вся шкала дает возможность измерения отклонений до 6,5 мм. Тарировка производится следующим образом: в машину устанавливается и закрепляется в захватах испытуемый образец. Вибрационный рычаг приводится в положение, параллельное плоскости опорной плиты, а нулевое деление шкалы микроскопа устанавливается на световую щель. Тарировка машины заключается в нагружении образца до напряжений σ_{cm1} ; $\sigma_{cm2} \dots \sigma_{cmn}$ путем растяжения пружины статического нагружения каждый раз до соответствующей расчетной величины $L_1, L_2 \dots L_n$ и фиксирования при этом отклонений $f_1; f_2 \dots f_n$ световой щели по шкале микроскопа.

По найденным точкам строится график. Таким образом, отклонение световой щели f пропорционально статическому напряжению σ_{cm} в образце.

При циклической нагрузке это же самое отклонение щели будет соответствовать амплитуде динамических напряжений $\sigma_{cm} = \pm \sigma_a$. Наличие в нагружаемой системе стержневого динамометра позволяет провести и динамическую тарировку машины. При этом тарировка производится с помощью проволоочных датчиков, наклеиваемых на стержневой динамометр, и электроизмерительных приборов.

При испытании шатунных болтов поршневых двигателей на машине ВИМ-2 захваты по своим размерам, посадкам и материалу должны соответствовать захватам в шатуне, т. е. должны как бы имитировать крышку и нижнюю головку шатуна.

Для установки болта захваты снимаются с машины. Гайка шатунного болта (для фиксирования крутящего момента) затягивается динамометрическим ключом.

После установки захватов с испытуемым болтом в машину производится статическое нагружение, для чего вибрационный рычаг устанавливается в положение, параллельное плоскости опорной плиты. Эта установка осуществляется путем подворачивания сферической гайки на верхнем конце стержневого динамометра. Проверка параллельности выполняется штангенрейсмусом.

По достижении указанного положения пружина статического нагружения натягивается до заранее определенной длины, сообщая тем самым образцу некоторую заранее заданную величину σ_{cm} . При этом одновременно должно контролироваться и сохраняться исходное положение вибрационного рычага.

После этого включается машина и от регулируемого электродвигателя постоянного тока приводится во вращение вибратор.

Образец начинает воспринимать переменную нагрузку, величина которой определяется по отклонению световой щели и тарировочному графику и доводится до заданного значения путем регулирования чисел оборотов вибратора.

Для определения предела выносливости заготавливается партия образцов в количестве 6—10 шт., образцам дается последовательная нумерация: 1, 2, 3, 4, ... Первый образец устанавливается в машину и нагружается до максимального напряжения, равного 0,5—0,6 от предела прочности материала. Затем машину пускают и образец начинает испытывать переменные напряжения растяжения $\pm \sigma_a$ при постоянном среднем напряжении цикла, равном σ_{cm} .

В момент разрыва образца машина автоматически выключается и фиксируется число циклов, пройденных образцом до разрушения.

Таким же образом испытывается второй образец, но при переменном напряжении, меньшем, чем первый, и т. д.

Для каждого последующего образца число циклов, необходимое для излома, соответственно будет увеличиваться. Ступени снижения напряжений между верхним и нижним значением устанавливаются равномерными.

Опыт заканчивается, если образец при каком-то напряжении выдержал 10^7 циклов и не сломался. Это напряжение и будет соответствовать пределу выносливости.

Для проверки установленного предела выносливости испытывают еще один образец на то же напряжение. Полученные результаты обрабатываются графически. Результаты испытаний получаются весьма надежными с незначительным разбросом точек.

УДК 621.914.2:669.018.2

Цельнотвердосплавные фрезы для обработки литейных поверхностей и сварных швов

А. А. ТРУСОВ

В ПРАКТИКЕ машиностроения, приборостроения и других отраслей промышленности инструментом для зачистки литейных поверхностей (стальных, чугунных и цветных) деталей, а также сварных швов служат абразивные круги или шарошки из быстрорежущей и легированной сталей.

Стойкость такого инструмента при обработке литейных поверхностей и сварных швов очень мала, что создает препятствия при механизации производственного процесса и повышении производительности труда.

Кроме того, применение на этих операциях абразивного инструмента загрязняет абразивной и металлической пылью воздух и неблагоприятно влияет на здоровье рабочих.

Несмотря на то, что в ряде отраслей промышленности на протяжении последних двух десятилетий в качестве инструментального материала (при точении, фрезеровании, сверлении и других видах обработки) успешно применяются металлокерамические твердые сплавы, заменить ими абразивы и стальные шарошки для зачистки литья и сварных швов до последнего времени практически не удавалось.

Причинами неудач применения твердосплавного инструмента для зачистки литья и сварных швов в основном являлись: отсутствие практической возможности изготовления цельнотвердосплавных или цельнопапанных шарошек и сложность обработки изготовленных инструментов.

Разработанный Всесоюзным научно-исследовательским институтом твердых сплавов (ВНИИТС) метод получения твер-

дого сплава в виде промежуточного продукта — пластифицированных заготовок — позволяет изготавливать любой сложности мелкогабаритный цельнотвердосплавный инструмент, который успешно может применяться во всех отраслях промышленности.

Под руководством автора были разработаны конструкции цельнотвердосплавных шаровых, цилиндрических и конических фрез. Фрезы изготавливались из пластифицированного твердого сплава и внедрены в производство на ряде предприятий Средне-Уральского совнархоза. В табл. 1 приведены результаты сравнительных испытаний твердосплавных и стальных шарошек и абразивных кругов.

Разработанные типоразмеры цельнотвердосплавных фрез, изготовляемых из пластифицированных заготовок, приведены в табл. 2 и на рисунке.

Цельнотвердосплавные шаровые фрезы, внедренные на предприятиях Средне-Уральского совнархоза (Турбомоторный завод, завод Гидромашин, Уралхиммаш, Компрессорный и др.), изготовлялись из нескольких марок мелкозернистого твердого сплава ВК6М, ВК10М, ВК15М.

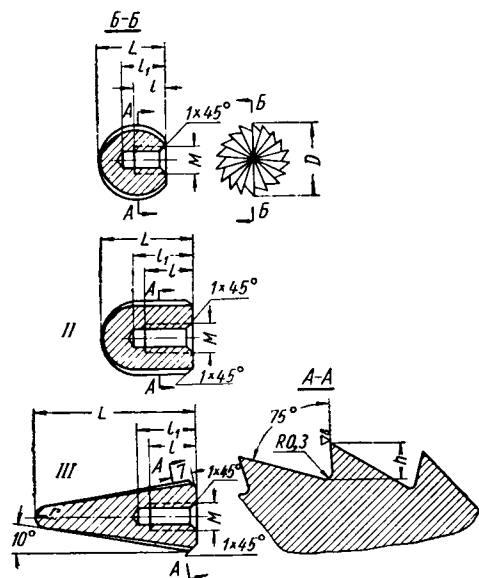
Как показали испытания, для зачистки литейных поверхностей из чугуна и цветных сплавов целесообразно применять фрезы всех форм из твердых сплавов ВК6М и ВК10М. Для зачистки литейных поверхностей стальных деталей и сварных

Таблица 1

Характер операции	Обрабатываемый материал	Инструмент	Скорость резания в м/мин	Стойкость в мин	Результат применения
Зачистка чугунного литья	СЧ15-32	Абразивные круги ЭБ46СМК, шарошки ВК6М	240 140	3 180	Повышение стойкости в 60 раз
Зачистка стального литья	Ст. 3	Шарошки У8, шарошки ВК10М	300 300	20 100—120	Повышение стойкости в 5—6 раз
Зачистка сварных швов	Ст. 3, 15Х11МФ	Шарошки У8, шарошки ВК10М	133 133	45 420	Повышение стойкости в 9 раз

швов следует применять фрезы цилиндрические и конические из твердых сплавов ВК10М и ВК15М.

Особенность изготовления цельнотвердосплавных фрез для зачистки литья и сварных швов определяется технологией производства твердых сплавов. Твердый сплав для изготовления



мелкоразмерных и сложнорежущих инструментов изготавливается в две стадии:

1. Спрессованные и спеченные при температуре 650°C из твердого сплава заготовки пролитываются пластификатором (парафином), после чего приобретают механическую прочность 2 кг/мм². Они прочны и им на обычных металлорежущих станках можно придать любую сложную форму.

2. Из инструментов, изготовленных из пластифицированных заготовок при температуре 380—400°C, выпаривается парафин, после чего они с целью дополнительного упрочнения подвергаются предварительному спеканию при температуре 750—800°C.

Таблица 2

Тип (см. рисунок)	Форма	Размеры в мм							r	Размеры заготовок в мм
		D	L	r	r ₁	h	M	r		
I	Шаровая	6	5	3	4	1,0	M3×0,5 кл. 3	—	12	12×10
		8	7	4	5	1,0	M3×0,5 кл. 3	—	12	12×10
		10	9	4	6	1,2	M5×0,8 кл. 3	—	18	14×12
		12	10,5	5	7	1,5	M5×0,8 кл. 3	—	18	16×14
II	Цилиндрическая	6	8	4	6	1,0	M3×0,5 кл. 3	—	12	12×14
		8	10	6	8	1,0	M3×0,5 кл. 3	—	12	12×14
		10	12	7	10	1,2	M5×0,8 кл. 3	—	18	14×16
		12	15	7	10	1,5	M5×0,8 кл. 3	—	18	18×22
III	Конусная	15	18	10	12	1,5	M6×1 кл. 3	—	18	20×25
		18	21	10	12	1,5	M8×1,25 кл. 3	—	24	25×30
		6	12	5	6	1,0	M3×0,5 кл. 3	0,5	12	12×25
		8	18	5	6	1,0	M3×0,5 кл. 3	0,5	12	12×25
		10	22	7	10	1,2	M5×0,8 кл. 3	1,0	18	14×30
		12	25	7	10	1,5	M5×0,8 кл. 3	1,0	18	18×35
		15	32	10	12	1,5	M6×1 кл. 3	2,0	18	20×45
		18	36	12	15	1,5	M8×1,25 кл. 3	2,0	24	25×50

Окончательное спекание изделий, изготовленных из пластифицированных заготовок, осуществляется при температуре 1340—1390°C (в зависимости от марки твердого сплава), после чего твердый сплав приобретает нужные физико-механические свойства. При окончательном спекании изделий, изготовленных из пластифицированных заготовок, наблюдается усадка до 24—35%, что необходимо учитывать при определении форм и размеров проектируемого инструмента.

Все размеры фрез перед их изготовлением из пластифицированных заготовок пересчитываются с учетом коэффициента усадки по формуле

$$A_1 = (A + C) K,$$

где A_1 — размер изделия до спекания;

A — чертежный размер изделия;

C — припуск на окончательную обработку после спекания;

K — коэффициент усадки твердого сплава, определяемый для каждой партии твердого сплава заводом-поставщиком.

Автором разработаны таблицы исполнительных размеров фрез из пластифицированных заготовок до спекания в зависимости от коэффициента усадки твердого сплава.

Для нарезания во фрезах внутренней резьбы спроектирован специальный метчик, на основные размеры комплектов метчиков (черновой и чистовой) также разработаны таблицы с учетом коэффициентов усадки.

Описанные выше цельнотвердосплавные фрезы для зачистки литья и сварных швов широко используются в промышленности Средне-Уральского совнархоза и могут быть рекомендованы для массового внедрения на предприятиях всех отраслей.

Пластифицированные заготовки для изготовления мелкоразмерных и сложнорежущих инструментов по централизованным фондам поставляются опытным заводом ВНИИТС и Кировоградским заводом твердых сплавов Средне-Уральского совнархоза.

АВТОМОБИЛИ КОМПАНИИ РУТС

КРУПНЕЙШЕЕ объединение автомобильной промышленности Англии РУТС включает в себя автомобильные фирмы: Хиллман, Санбим, Зингер, Хамбер, Коммер, Карриер и др., заводы которых расположены в Ковентри и Лутоне [1]. В объединение входит также ряд автосборочных заводов в Австралии, Ирландии, Новой Зеландии, Филиппинах, Японии, Южной Африке, Бельгии, Мексике и Уругвае. В первых двух странах РУТС собирает автомобили собственной конструкции, в остальных — по контрактам с другими фирмами.

Компания производит легковые и грузовые автомобили, тягачи для транспортирования полуприцепов различных конструкций, самосвалы, автомобили со специализированными кузовами для коммунального хозяйства городов и транспортных организаций, автобусы и др. Для компании РУТС, как и для всей промышленности Англии, характерна высокая степень унификации автомобилей, их агрегатов, что позволяет выпускать большое количество моделей без значительных затрат.

Большое количество узлов и агрегатов объединение покупает со стороны — у специализированных фирм. Так, например, фирмам компании поставляются дизели фирмой Перкинс, топливная аппаратура компаниями САV и АСV, электрооборудование фирмой Лукас, тормозные системы фирмами Локхид и Гирлинг, узлы трансмиссии фирмами Харди Спикер и Лайруб.

Значительную роль играет объединение РУТС в экспорте английских автомобилей, имея широкую сеть торговых и обслуживающих отделений (в 1961 г. 163 отделения) в различных странах: США, Аргентине, Австралии, Норвегии, Пакистане и др.

Легковые автомобили выпускаются фирмами Хиллман, Зингер, Хамбер (табл. 1). Все эти автомобили можно разделить на три большие группы: в первую входят автомобили «Хиллман Хуски» и «Санбим Альпине» во вторую — автомобили «Хиллман Минкс» (рис. 1),

«Зингер Газелле», «Санбим Рапир» и в третью — автомобили «Хамбер Хавк» и «Хамбер Супер Снайп». Особенностью автомобилей разных фирм в группе является идентичность конструкции кузова. Отличаются эти автомобили друг от

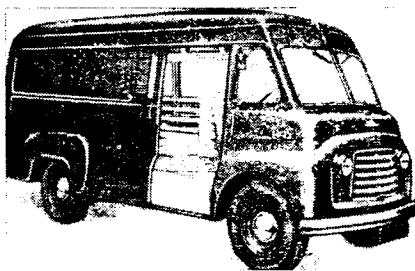


Рис. 1.

друга установленным двигателем, отделкой и облицовочными деталями кузова. Все кузова имеют несущую конструкцию.

Рычаг переключения передач располагается в полу и лишь на автомобилях фирмы Хамбер на рулевой колонке. Большинство автомобилей (за исключением «Хиллман Хуски») снабжены подвесными педалями сцепления и тормоза. Рулевые колеса выполнены с двумя спицами и металлическим сигнальным кольцом. На спортивных автомобилях фирмы Санбим спицы рулевого колеса выполнены пружинящими, что несколько ослабляет удар при авариях.

На автомобили устанавливаются четырех- и шестицилиндровые карбюраторные четырехтактные двигатели с верхним расположением клапанов и жидкостным охлаждением. Мощность двигателей колеблется от 47 до 120 л. с.

Сцепления всех двигателей сухие однокорпусные и снабжены гидравлическим приводом.

Как стандартное оборудование четырехступенчатая синхронизированная

(кроме первой передачи и заднего хода) коробка передач устанавливается на автомобили фирм Хиллман, Зингер, Санбим, а также на автомобиль «Хамбер Хавк», на автомобиль «Хамбер Супер Снайп» устанавливается трехступенчатая коробка передач с синхронизаторами включения первой, второй и третьей передач. Полуоси всех автомобилей полуразгруженного типа, главные передачи с гипондным зацеплением.

Передняя подвеска независимая, выполнена на треугольных рычагах с пружинами, с качанием колеса в продольной плоскости и телескопическими гидравлическими амортизаторами.

Задняя подвеска выполнена на продольных полуэллиптических рессорах с гидравлическими телескопическими амортизаторами или (вместо них) торсионными стержнями на автомобиле «Хиллман Хуски». Все сочленения как передней, так и задней подвески выполнены с резиновыми втулками и блоками.

На автомобилях фирм Хиллман, Зингер и на автомобиле «Санбим Рапир» применены гидравлические тормозные системы фирмы Локхид, а на автомобилях «Хамбер Хавк», «Хамбер Супер Снайп» и «Санбим Альпине» установлена тормозная система фирмы Гирлинг с вакуумным усилителем. Обе системы снабжены механизмом автоматического устранения зазора. Передние дисковые тормоза установлены на автомобиле «Санбим Рапир» и на всех автомобилях с тормозной системой Гирлинг. Передние тормоза барабанного типа с плавающими колодками. Задние тормоза всех автомобилей также барабанного типа. Ручной тормоз имеет механический привод на колодки задних колес.

Рулевое управление устанавливается с механизмом типа винт—шариковая гайка с переменным передаточным числом.

Электрооборудование всех автомобилей имеет напряжение 12 в. Заслуживает внимания примененная на автомобиле «Хамбер Супер Снайп» так называемая смешанная четырехфарная система, со-

Таблица 1

Параметры	Фирмы								
	Хиллман			Зингер		Санбим		Хамбер	
Модель автомобиля	Хуски	Минкс	Минкс	Газелле	Газелле	Рапир	Альпине	Хавк	Супер Снайп
Тип кузова*	Уни- версал	Седан (ку- пе—кабрио- лет)	Уни- версал	Седан (ку- пе—кабри- олет)	Универсал	Купе (купе— кабриолет)	Хоратоп-каб- риолет	Седан (Универ- сал)	Седан (Универ- сал)
Число мест и грузоподъемность в кг**	4, 240	4	4; 318	4	4; 318	4	2+2	6; 381	6; 381
Мощность двигателя в л. с.	47,5	52	52	56	56	80,0	80,0	73	121
Сухой вес в кг	915	962 (993)	1031	1010 (1027)	1050	1021 (1027)	944	1368 (1443)	1466 (1514)
Собственный вес в кг	943	991 (1022)	1060	1050 (1068)	1091	1061 (1068)	982	1422 (1497)	1523 (1571)
Размеры в мм:									
длина	3797	4115	4115	4153	4153	4127	3943	4693	4775
ширина	1537	1543	1543	1543	1543	1543	1537	1765	1765
высота	1511	1511 (1473)	1549	1511 (1473)	1549	1473 (1461)	1308	1549 (1575)	1549 (1575)
Размер шин колес в дюймах:									
передних	5,60—15	5,60—15	5,50—15	5,60—15	5,50—15	5,60—15	5,60—13	6,00—15	6,70—15
задних	—	5,60—15	5,90—15	—	5,90—15	—	—	(6,40—15)	—
Максимальная скорость в км/ч	—	—	—	128	128	145	160	—	160

* Классификация кузовов дана по книге Ю. А. Долматовского „Основы конструирования автомобильных кузовов“. Машгиз, М. 1962

** Грузоподъемность указана при сложенном заднем сиденье.

* Классификация кузовов дана по книге Ю. А. Долматовского „Основы конструирования автомобильных кузовов“. Машгиз, М. 1962

** Грузоподъемность указана при сложенном заднем сиденье.

стоящая из двух крайних фар диаметром 178 мм и двух внутренних диаметром 146 мм.

Большое количество оборудования устанавливается по желанию заказчика за дополнительную плату. Так, например, устанавливаются радиоприемники, системы обогрева кузова, омыватели стекла и др.

Из оборудования необходимо отметить автоматическую коробку передач «Изидрайв». Она устанавливается почти на все автомобили, исключая «Хиллман Хуски», спортивные автомобили фирмы Санбим и автомобили фирмы Хамбер. На коробки передач двух последних фирм может устанавливаться ускоряющая передача «Овердрайв», а на автомобили фирмы Хамбер, кроме этого, автоматическая коробка передач «Борг Варнер».

Для автомобилей малой грузоподъемности, выпускаемых фирмой Коммер, используются в основном агрегаты легковых автомобилей. Автомобили малой грузоподъемности (300—1500 кг), выпускаются по двум компоновочным схемам: «двигатель перед кабиной» и «двигатель в кузове» (вагонная компоновка). У автомобилей с последней схемой двигателя может быть расположен под сиденьем и сбоку от него. У всех автомобилей задние колеса ведущие.

На шасси некоторых автомобилей устанавливаются фургоны, бортовые платформы, специально оборудованные кузова, а также выпускаются автомобили типа пикап. Все автомобили (табл. 2) по

средним сиденьем вертикально. На шасси автомобиля устанавливаются кузова в нескольких модификациях по назначению: для микроавтобусов [2] для перевозки мебели и одежды, для розничной торговли (автоматизация) и др. На базе шасси этого автомобиля выпускаются

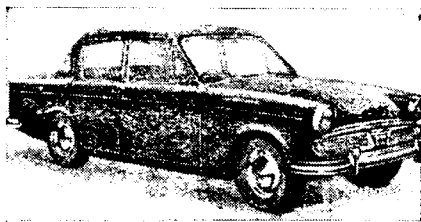


Рис. 2.

также автомобили типа пикап и автомобили с бортовой платформой.

Автомобиль Коммер-BPU1512 типа пикап с металлическим кузовом. Трехместная кабина (двигатель перед ней) и кузов с задним откидывающимся бортом установлены на раме. Рама обычного типа — с лонжеронами и поперечинами швеллерного сечения наибольшим размером (лонжеронов) 127×57×4 мм. На бортах кузова предусмотрены опорные лапы для стоек, на которых закрепляется брезентовый верх.

автомобилей с пониженной степенью сжатия.

Сцепление двигателей сухое однодисковое, снабжено гидравлическим приводом. Коробки передач всех автомобилей четырехступенчатые с синхронизаторами включения второй—четвертой передач. Установлены карданные шарниры и валы фирмы Харди Спикер.

Передняя подвеска автомобилей первой и второй групп независимая на треугольных рычагах с пружинами и гидравлическими телескопическими амортизаторами. Передняя подвеска остальных автомобилей и задняя подвеска всех автомобилей выполнены на продольных рессорах с телескопическими амортизаторами. В передней подвеске автомобиля фирмы Коммер установлен торсионный стабилизатор поперечной устойчивости диаметром 17,5 мм.

Рулевой механизм автомобиля Коммер-CLV аналогичен механизмам легковых автомобилей, на остальных установлен механизм типа червяк-кривошип.

На автомобилях установлены гидравлические колодочные тормоза барабанного типа с автоматическим регулированием зазора. На автомобилях первой и второй групп устанавливаются тормоза фирмы Локхид, третьей группы — Гирлинг. Передние колеса оборудованы плавающими колодками. Стояночный тормоз снабжен механическим приводом на задние колеса.

Системы электрооборудования имеют напряжение 12 в. На автомобилях с дизелем устанавливаются две аккумуляторные шестивольтовые батареи, каждая емкостью 115 а·ч.

По желанию заказчика на автомобили устанавливаются обогреватели, противотуманные фары, бужирные приборы, часы или термометр, радиоприемники и пр.

На всех автомобилях по желанию заказчика рулевое управление и приборы могут устанавливаться на левой стороне.

Рационально использовано шасси автомобилей малой грузоподъемности с целью создания различных специализированных фургонов для доставки и перевозки мебели, а также для оборудования передвижных магазинов, аптек, медицинских лабораторий, мастерских и др. Это позволяет полностью использовать грузоподъемность базового шасси.

Все большее распространение получают скользящие двери фургонов.

К недостаткам автомобилей относятся отсутствие перегородки за сиденьем водителя, а также необходимость устанавливать дизель, который увеличивает вес автомобиля в среднем на 5—7% и снижает грузоподъемность до 9%.

Грузовые автомобили и тягачи грузоподъемностью от 2 до 12 т (табл. 3), выпускаемые фирмами Коммер и Карриер, выполнены по следующим компоновочным схемам: «двигатель перед кабиной» (автомобили фирмы Коммер), «двигатель в кабине» (автомобили фирмы Карриер), «двигатель под полом кабины» (автомобили обеих фирм).

Фирма Коммер изготавливает автомобили с бортовыми платформами, самосвалы и тягачи (табл. 4), автобусы. Фирма Карриер выпускает шасси для установки фургонов, платформы без боковых бортов, специальных кузовов для перевозки мусора, самосвалов кузовов, а также опорно-сцепных устройств.

В общей сложности фирмами выпу-

Таблица 2

Параметры	Модель автомобиля					
	CLV	EDV	Коммер	BPU 1512	BF2011	BF 3023
Мощность двигателя в л. с.	47,5	52	52	56	56	56
Расположение двигателя	Перед кабиной	Под сиденьем	Под сиденьем	Перед кабиной	Рядом с водителем	Рядом с водителем
Тип кузова	Фургон	Фургон	Пикап	Пикап	Фургон	Фургон
Грузоподъемность в кг	260	380	750	750	1000	1500
Сухой вес в кг	889	927	1120	1576	1792	1919
Собственный вес в кг	938	978	—	1674	1894	2021
Максимальный полный вес в кг	1346	1511	2087	2550	3175	3650
Размеры в мм:						
длина	3797	4064	4261	4445	4801	5105
ширина	1537	1575	1854	1905	2054	2054
высота (без нагрузки)	1537	1695	2019	2114	2464	2508
Размер шин в дюймах	5,00—15	5,50—15	6,00—15	6,50—16	7,00—16	7,50—16
5,60—15		5,90—15	6,40—15			
Максимальный преодолеваемый подъем в %	—	—	—	36,4	28,5	25,0
Максимальная скорость в км/ч	—	—	107	90	93	88

своим конструктивным особенностям и агрегатам, установленным на них, можно разбить на три группы: первая — автомобили Коммер-CLV и Коммер-EDV, вторая — автомобиль Коммер, третья группа — автомобили Коммер-BPU1512, Коммер-BF2011, Коммер-BF3023 (рис. 2).

Кузова автомобилей Коммер-CLV и Коммер-EDV типа фургон с вынесенным вперед двигателем несущей конструкции. Сиденья водителя и пассажира на обоих автомобилях раздельные, причем кабина не отделена от грузового помещения.

Кузов автомобиля фирмы Коммер вагонного типа с несущим основанием. В кабине размещено три одноместных сиденья, а двигатель расположен под

Кузова автомобилей Коммер-BF2011, Коммер-BF3023 вагонного типа установлены на раму, конструкция которой полностью идентична предыдущей. Двигатель расположен впереди под кожухом рядом с сиденьем водителя. Кузов оборудован тремя дверями (задняя двухстворчатая). Боковые двери скользящие, задвигаются в специальные закрытые ниши на панелях кузова и служат как для входа водителя, так и для погрузки.

На автомобилях малой грузоподъемности устанавливаются как карбюраторные двигатели, так и дизели. Все они четырехтактные с верхним расположением клапанов и жидкостным охлаждением. Карбюраторные двигатели представляют собой модификации двигателей легковых

Таблица 3

Параметры	Модель								
	BX257	BX357	BX569	BX669	HX441	HX541	HX641	CX741	CX762
Мощность двигателя в л. с.	91	91	91	91	110	110	110	110	110
Расположение двигателя	2000—3000	Перед кабиной	5000	6000	4000	Под полом кабины	6000	7000	7000
Грузоподъемность в кг	2107	2159	2445	2536	2321	2565	2629	2697	2710
Сухой вес шасси с кабиной в кг	2551	2676	2940	3071	2905	3149	3213	3281	3345
Сухой вес в кг	2696	2728	3152	3243	3052	3296	3377	3507	3571
Собственный вес в кг	6,50—20	7,00—20	7,50—20	7,50—20	7,00—20	7,50—20	7,50—20	8,25—20	8,25—20
Размеры шин в дюймах	7,00—20	8,25—20	9,00—20	9,00—20	8,25—20	8,25—20	9,00—20	10,00—20	10,00—20
Полный вес в кг	5100	6300	8050	9050	6300	8050	9050	9050	9050
	5600	7150	8650*	9550	750	8600	9550	11350**	11350
Размеры в мм:									
длина	6363	6896	7366	7366	6658	6558	6558	6558	7315
ширина	2246	2246	2246	2246	2248	2248	2248	2248	2248
высота	2032	2045	2057	2057	2269	2299	2299	2313	2313
Максимальный преодолеваемый уклон в %	30,8	24,2	23,5	22,5	28,6	26,6	22,2	26,6	26,6
Максимальная скорость в км/ч	93	86	82,5	76	91	78	78	73	73

* С усиленной рамой и вспомогательными рессорами.

** С усиленной рамой, вспомогательными рессорами и пятиступенчатой коробкой передач.

Таблица 4

Параметры	Самосвалы фирм			Тягачи фирм		
	Карриер	Коммер		Карриер	Коммер	
Модель	Бантам F298	Суперпюйзе BX544	CX715	Бантам FTBK275 (FT1275)	Скаммель НГ-1094А (HD1094)	Скаммель НГ-У1294А (HDY1294)
Мощность двигателя в л. с.	52	91	110	52	105	105
Расположение двигателя	В кабине	Перед кабиной	Под кабиной	В кабине	Под полом кабины	Под полом кабины
Грузоподъемность в кг	2000	5000	7000	4000—5000	10000—11000	12000
Сухой вес шасси с кабиной в кг	1601	2477	2646	1751 (1651)	3119 (3153)	3146 (3121)
Сухой вес в кг	—	3163	—	—	3353 (3391)	—
Собственный вес в кг	—	3335	—	1841 (1741)	15400 (15900)	3382 (3357)
Полный вес в кг	4300	8050—8850	9050—11350	7620	—	17250
Размеры в мм:						
длина	—	5852	5444	4213 (4023)	4743 (4348)	4743 (4348)
ширина	—	2285	2286	2026	2235	2235
высота	2080	2057	2313	2046	2334	2334
Размер шин в дюймах	25×6	7,50—20	8,25—20	25×6	7,50—20	7,50—20
	27×6	9,00—20	10,00—20	—	8,25—20	—
	6,50—20	—	—	—	—	—
Максимальный преодолеваемый уклон в %	—	23,5	26,6	18,2	18,4 (16,6)	16,0
Максимальная скорость в км/ч	—	83	73	52,6	69,7 (72)	70

скается 12 моделей шасси в 32 модификациях по назначению, на которые устанавливается семь двигателей, четыре коробки передач и семнадцать типоразмеров шин (с учетом слоев корда).

Конструкция рам автомобилей всех компоновок одинаковая — клеевая с лонжеронами и поперечинами швеллерного сечения.

На автомобилях с двигателем под полом кабины устанавливается трехместная кабина, а на автомобилях с двигателем в кабине — двухместная.

На шасси устанавливаются бортовые платформы деревометаллической конструкции. Пол, боковые и задние борта выполнены из досок толщиной 22 мм, окантованных по краям сталью. Передний борт металлический, а пол кузова обшит листовой сталью толщиной 1,63 мм.

На автомобилях грузоподъемностью 2—3 т применяются односекционные кузова, а на автомобилях грузоподъемностью 4 т и выше, как правило, — двухсекционные кузова с поперечной стяжкой.

Кузов самосвала грузоподъемностью 5 т с опрокидыванием назад металлической конструкции с откидывающимися боковыми бортами и качающимся задним бортом. Кузов самосвалов грузоподъемностью 2 и 7 т деревометаллической конструкции с опрокидыванием назад с откидывающимися боковыми бортами.

Самосвалы снабжены гидравлическими телескопическими подъемниками, дей-

ствующими на переднюю кромку кузова на самосвалах грузоподъемностью 2 и 5 т и непосредственно на пол кузова на самосвале грузоподъемностью 7 т.

Автомобили со специализированными кузовами выпускаются в основном фирмой Карриер. Это цельнометаллические фургоны или платформы без боковых бортов для перевозки грузов в различных поддонах и контейнерах, а также специализированные кузова для вывозки мусора. Среди последних преобладают кузова с загрузкой вручную. Они выполнены в виде цистерн овальной или полукруглой формы. Загрузка осуществляется через боковые люки со скользящими заслонками.

Опорно-сцепные устройства тягачей «Бантам» и «Скаммель» полностью автоматические. Они снабжены специальными подкатными тележками с механизмом автоматической подачи шкворня в гнездо тягача. Тягачи также оборудованы специальными опорными устройствами с направляющими лотками (Бантам FT, тип ВК, рис. 3) или направляющими брусками и захватами опорных роликов (фирмы Бантам, тип I и фирмы Скаммель).

Опорно-сцепное устройство тягачей HD1094 и HDY1294 состоит из плиты, на которой шарнирно укреплен опорный круг с устьем, и захвата шкворня с замком. Сцепка и расцепка осуществляются обычным способом, как на тягачах МАЗ, ЗИЛ, ГАЗ и др.

Автобус Коммер городского типа вы-

пускается на шасси грузового автомобиля Ксмер-CD762.

На большинство автомобилей могут устанавливаться как карбюраторные двигатели, так и дизели. Все двигатели с

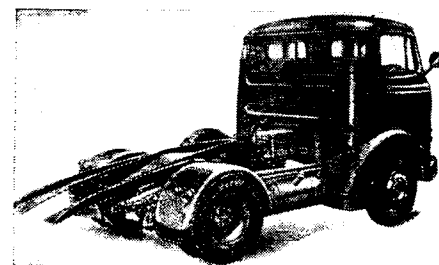


Рис. 3.

жидкостным охлаждением. Карбюраторные двигатели, кроме одного, шестицилиндровые. Все они четырехтактные с верхним расположением клапанов, один из двигателей выпускается в двух модификациях: с расположением цилиндров вертикально и под углом в 24° к горизонтالي.

Дизели трех-, четырех- и шестицилиндровые. Трехцилиндровый двигатель РУТС многоотопливный.

Сцепления двигателей сухие однодисковые. На все автомобили в стандартном

исполнении устанавливаются четырехступенчатые (на тягачи грузоподъемностью 10—11 и 12 т пятиступенчатая) коробки передач с шестернями постоянного зацепления и четырехступенчатые с шестернями постоянного зацепления и с синхронизаторами включения второй — четвертой передач.

Задние мосты литые, главная передача с парой конических шестерен с круговым зубом.

Подвески осей выполнены на продольных рессорах. Вспомогательные рессоры на задней оси применяются в стандартном исполнении только на автомобилях Коммер Суперплойе ВХ669 и Коммер Суперплойе НХ641.

Гидравлические амортизаторы устанавливаются в подвесках обоих мостов на автомобилях грузоподъемностью 2—3; 3—4; 4,5 и 7 т, а в подвеске только переднего моста на автомобилях грузоподъемностью 6 т и тягачах 10—11 и 12 т.

На автомобили устанавливаются рулевые механизмы типа червяк—сектор (автомобили фирмы Коммер) и червяк—кришки (автомобили фирмы Карриер).

Гидравлический усилитель устанавливается только на тягачи грузоподъемностью 10—11 и 12 т.

Все автомобили снабжены колодочными тормозами одинакового типа с гидравлическим приводом, действующим на все колеса. На некоторые автомобили

устанавливается вакуумный усилитель Гидровак (автомобили фирмы Коммер грузоподъемностью 4,5 и 6 т и автомобили фирмы Карриер грузоподъемностью 3—4 т). Ручной тормоз оборудован механическим приводом, действующим на колодки задних колес.

Система электрооборудования имеет напряжение 12 в. На автомобили с дизелем устанавливаются две аккумуляторные шестивольтовые батареи.

Электрооборудование автобуса Коммер, имеющего напряжение 24 в, снабжено четырьмя батареями напряжением по 6 в по 120 а·ч.

На всех автомобилях применяется централизованная смазка точек шасси масляным насосом гидравлического типа.

Большое количество агрегатов устанавливается по желанию заказчика за дополнительную плату.

Грузоподъемность повышается усилением рамы, установкой дополнительных рессор и шин большей грузоподъемности. Так, например, автомобиль Коммер-ВА569 в стандартном исполнении имеет максимальный вес 8050 кг и фактическую грузоподъемность 4489 кг (вместо 5 т по каталогу). При усиленной раме, дополнительных рессорах и шинах 9,00—20" вместо 7,50—20" максимальный вес повышается до 8850 кг, или на 10%, соответственно увеличивается и грузоподъемность.

Из оборудования, улучшающего условия работы водителя, можно отметить синхронизированные четырехступенчатые коробки передач, устанавливаемые взамен простых четырехступенчатых коробок передач, гидравлический усилитель рулевого механизма и пневматический усилитель тормозов, устанавливаемые на автомобили грузоподъемностью 7 т. Пневматический усилитель тормозов может устанавливаться и на тягачи грузоподъемностью 10—11 и 12 т. На автомобилях серий НХ, НАС и СХ возможна установка пятиступенчатой коробки передач вместо четырехступенчатой.

Улучшение динамики автомобилей достигается установкой главной передачи с меньшим передаточным числом, а также ускоряющей передачи с числом 0,821 на синхронизированную коробку передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. The Autocar Buyers'guide to 1961 cars, Prices and concise specifications of cars and chassis, Jlfе and Sons, Ltd., London. стр. 64—67; 119—120; 125—126.

2. Прспекты и каталоги объединения РУТС (18 шт.). Изд-во Export Devision ROOTES, London.

В. Ф. МАМОНОВ

УДК 629.113.534.322.3

СЕМИНАР ПО УМЕНЬШЕНИЮ ШУМА И ВИБРАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

В КОНЦЕ октября 1963 г. в НАМИ состоялся третий ежегодный семинар по проблеме уменьшения шума и вибраций автомобилей и автомобильных двигателей. В семинаре приняли участие работники заводов автомобильной и тракторной промышленности и институтов. Было заслушано восемь докладов и сообщений.

Развитие городского транспорта вызвало значительное увеличение транспортного шума в городах, который зачастую определяет шумовой фон в городе. Анализ характеристик шума от потоков городского транспорта был посвящен доклад канд. техн. наук И. А. Шишкина и Г. Л. Осипова (НИИСтройфизики). В качестве акустических характеристик городского транспортного движения были приняты: уровни шума, частотные спектры шума транспортных потоков и закономерности распространения шума от транспортных потоков в приземном слое воздуха. Эти акустические характеристики были получены при натурных измерениях, создаваемых автомобильным транспортом в Москве и Волгограде. На одних и тех же участках дороги исследовались шумовые характеристики с различными интенсивностями транспортных потоков, различным составе автомобилей и различными скоростями движения. Полученные данные обрабатывались статистически, и по ним строились графики интегрального распределения суммарных уровней шума и спектральных составляющих.

В сообщении В. Н. Гудцова (Московский завод малолитражных автомобилей)

говорилось о методиках, которые применяются при определении шумоизоляционных свойств кузовов легковых автомобилей. Метод дорожных испытаний с применением шумоизмерительной аппаратуры, широко используемой при оценке шума автомобиля, хотя и позволяет получить достоверные данные, но является трудоемким. Поэтому весьма эффективным является метод записи шума в кузове автомобиля при дорожных испытаниях на магнитную ленту с последующим анализом шума в лабораторных условиях. Однако для того, чтобы получить достоверные данные при записи шума на магнитную ленту, к аппаратуре предъявляются особые требования — линейность частотной характеристики всего измерительного тракта.

А. Г. Зубакиным (НАМИ) был сделан обзорный доклад по шуму, возникающему от процесса сгорания в карбюраторных двигателях. В V-образных карбюраторных двигателях с высокой степенью сжатия (11—12) при их работе возникает шум определенного частотного состава (500—1600 гц) с повышенным уровнем. Это явление вызывается образованием нагара в камере сгорания и протеканием рабочего процесса двигателя с высокой жесткостью, что приводит к ударным нагрузкам на детали двигателя. Ударные нагрузки вызывают изгибные и крутильные колебания коленчатого вала двигателя. При этом снижается мощность двигателя и уменьшается срок службы свечей зажигания.

В докладе были изложены методы измерения изгибных и крутильных колеба-

ний коленчатого вала двигателя, а также методы оценки шума, возникающего при жестком протекании рабочего процесса двигателя.

В заключение в докладе говорится о путях уменьшения шума двигателей от процесса сгорания.

Сообщение о применении высокоскоростного звукорегистрирующего прибора при акустических испытаниях глушителей шума выпуска автомобильных двигателей сделали канд. техн. наук В. Е. Кошкин и В. А. Васюков (НАМИ).

Безмоторные акустические испытания позволяют достаточно быстро оценивать глушители и их элементы. Установка для таких испытаний включает в себя широкополосный генератор, источник звукового давления, высокоскоростной звукозаписывающий прибор и шумомер или акустический зонд. Микрофон шумомера поочередно устанавливается у выходного патрубка источника звукового давления (без глушителя) и после глушителя на расстоянии 0,25 м. По разности звуковых давлений строится частотная характеристика заглушения, которая и характеризует акустические качества глушителя. Применение высокоскоростного звукорегистрирующего прибора обеспечивает получение весьма точных данных по частотной характеристике глушителя.

В. Е. Тольский (НАМИ) сделал сообщение о некоторых путях уменьшения шума, создаваемого силовым агрегатом автомобиля. Практика показывает, что при изгибных колебаниях силового агрегата и его жесткой подвески увеличи-

вается шум внутри автомобиля. Пути уменьшения шума, вызываемого изгибными колебаниями силового агрегата, следующие: увеличение жесткости агрегата в направлении изгиба, уменьшение дисбаланса коленчатого и карданного валов, применение antivibrаторов и расположение опор силового агрегата в узлах изгибных колебаний. Испытания показывают, что применение более упругой подвески силового агрегата приводит к тому, что шум в некоторых автомобилях понижается на 2—4 дБ (измерено по характеристике А шумомера).

Доклад работником НАТИ канд. техн. наук А. И. Филимонова и Б. С. Вишнякова был посвящен исследованию вибраций двухцилиндрового двигателя ВТЗ с уравнивающим механизмом. Вибрации двигателя ВТЗ без балансирующего вала обусловлены действием неуравновешенного момента от сил инерции первого

порядка, уравнивающий механизм существенно снижает вибрации, вызванные этим моментом. Опрокидывающий момент от газовых сил не определяет общий уровень вибраций двигателя, вызывая наличие в спектре вибраций составляющих с частотой $1,5 \frac{n}{60}$ и $3,5 \frac{n}{60}$

Изменение нагрузки не влияет существенно на общий уровень и частотные спектры вибраций двигателя ВТЗ.

Л. П. Барастов (НАТИ) сделал сообщение о методике измерения шума в кабинах тракторов и результатах исследования шума в кабине трактора Т-125. Шум и вибрации рекомендуется измерять при холостом ходе двигателя, если шум при холостом ходе отличается от шума при полной нагрузке не более, чем на 2 дБ. Если разница больше 2 дБ, то измерение нужно производить при тормо-

жении двигателя на стенде. Опыты показали, что повышенная шумность в кабине трактора Т-125 вызывается двигателем СМД-462.

О некоторых результатах исследования шума в кабинах тракторов «Беларусь» сообщил М. А. Разумовский (Белорусский институт механизации сельского хозяйства). Исследования показали, что основной причиной увеличения шума в кабине трактора являются вибрации, передаваемые от двигателя через остова элементов кабины.

Уменьшение шума может быть достигнуто за счет улучшения акустических свойств кабины трактора «Беларусь».

А. Г. ЗУБАКИН, Г. В. ЛАТЫШЕВ,
В. Е. ТОЛЬСКИЙ

НАМИ

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

А. С. Литвинов, Р. В. Ротенберг, А. К. Фрумкин, **Шасси автомобиля (Конструкция и элементы расчета)**, Машгиз, 1963.

КНИГА посвящена анализу конструкций основных механизмов и узлов шасси отечественных и зарубежных автомобилей.

Во введении рассмотрены условия работы механизмов и деталей автомобилей, а затем в четырех разделах и 16 главах дан анализ конструкций.

Стесненные рамками отведенного объема книги, авторы сосредоточили свое внимание на анализе современных конструкций основных узлов шасси, имея в виду подготовленного читателя.

В рецензируемой книге в сжатой, лаконичной и ясной форме анализируются конструктивные схемы и конструкции основных узлов и механизмов шасси автомобиля, приводятся необходимые требования. «Язык инженера», чертеж и схема использованы в полной мере.

Авторы не дают последовательного описания взаимодействия деталей, за исключением случаев, где это совершенно необходимо. Они используют основные положения теории автомобиля в современном их освещении и теории рабочих процессов механизмов и узлов для научного анализа конструктивных схем и конструкций, и именно это обстоятельство придает изложению оригинальность и ясность.

Книга не является учебником ни по форме, ни по содержанию. Однако именно так нужно читать в высших учебных заведениях курс конструкции шасси автомобиля, имея в виду не устройство автомобиля (что само по себе необходимо), а глубокое понимание рабочих процессов и анализ конструкций на основе теории автомобиля.

Если не критиковать авторов за то, чего в книге нет, а принимать книгу в том виде, как она издана, то каждый, прочитавший ее, будет испытывать чувство удовлетворения и благодарности к ее создателям.

Конечно, каждый внимательный и требовательный читатель найдет в книге какие-то недостатки и с чем-то будет не согласен.

Мне представляется возможным высказать следующие критические замечания.

Для расчета сцепления рекомендуется принимать коэффициент трения $\mu=0,25$. Известно, однако, что в практике имеются накладки с гарантированным $\mu=0,4$ стабильным при колебаниях температуры до 300°. Принимая $\mu=0,25$, мы на 50—60% завышаем коэффициент запаса сцепления. Представляется целесообразным приблизить расчетное значение к реальному.

Вряд ли целесообразно вводить в характеристику привода сцепления работу в $кг\cdot м$. Для каждой категории автомобилей

величина хода педали колеблется в узких пределах, и поэтому величина усилия вполне характеризует привод сцепления, тем более, что величина работы определяется с большими допущениями, так как величина усилия и размер плеча переменны на длине хода педали.

Авторы ограничились рассмотрением электротрансмиссии постоянного тока, хотя имеются основания предполагать жизнеспособность и перспективность электротрансмиссии переменного тока, как более компактной и легкой. Поэтому относить к недостаткам электротрансмиссии большой вес надо с оговорками. Известно, например, что за рубежом созданы опытные образцы трехосного трехтонного автомобиля и двухосного городского автобуса с встроенными в колеса электромоторами переменного тока. В обоих случаях вес автомобиля снижен в сравнении с механической трансмиссией.

Нельзя согласиться с авторами, что комбинированный привод тормозов применяют на автомобилях с полным весом от 8 до 10 т. Там, где усилия водителя недостаточно, механический и гидравлический приводы заменяются пневматическим. В некоторой степени гидравлический привод может быть усилен вакуумным усилителем. Однако для тяжелых автомобилей пневматический привод неизбежен, хотя он и обладает существенным недостатком — удлинением времени срабатывания. Гидропневматическая схема привода и существует для устранения этого основного недостатка. Она соединяет в себе преимущества гидравлической системы (быстрота срабатывания, компактность и меньший вес) и пневматической системы (возможность создания требуемого усилия на тормозных колодках). Отечественный и зарубежный опыт последних лет показывает, что увеличение гидропневматическим приводом без надлежащего развития размеров тормозов и хорошо организованного отвода тепла приводит к вскипанию тормозной жидкости с аварийными последствиями.

В главе, посвященной подвескам, к последним предъявляются требования о полном отсутствии ударов в ограничитель хода, что должно привести к завышенным ходам. Следует оговаривать условия отсутствия ударов или допускаемую частоту ударов. За последние годы независимая подвеска (особенно пневматическая) все чаще применяется на автобусах. Поэтому нельзя согласиться с утверждением авторов о распространении независимой подвески только на легковых автомобилях. Неверно, что к преимуществам пружинных и торсионных подвесок относится более простое изготовление. Производство пружин и торсионов связано с большими технологическими трудностями, особенно при термообработке. Производство листовых рессор грубее и проще и, кроме того, они более удобны для ремонта.

Рассмотрим группу замечаний, касающихся неточности формулировок и рекомендаций.

Нельзя сказать, что большие, но редкие динамические нагрузки не влияют на долговечность деталей (стр. 15). При этом могут появляться микротрещины, которые впоследствии служат очагом выкрашивания или развиваются в трещину, что сокращает срок службы детали.

Указание на то, что одинарные главные передачи применяются преимущественно на автомобилях небольшого веса, правильно, если его не относить к одинарным червячным передачам. Это следовало бы оговорить.

Было бы правильнее полнее сформулировать назначение усилителя рулевого управления. В тяжелых автомобилях это прежде всего непосредственное облегчение усилия водителя, а в легковых автомобилях — снижение утомляемости водителя за счет уменьшения ударов, передаваемых от колес автомобиля на рулевое колесо, и повышение безопасности за счет удлинения времени поворота колес при проколе шины.

Утверждение о том, что заторможенный автомобиль должен удерживаться неограниченное время на таком наибольшем подъеме, который может быть им преодолен на низшей передаче, не соответствует установившейся практике и вряд ли правильно.

Для полноты изложения было бы целесообразно добавить некоторые данные. Приведем несколько примеров недостаточного освещения вопроса.

По мере совершенствования конструкций и облегчения веса все с большей настойчивостью выступает необходимость ведения расчетов и испытаний на вибрационные нагрузки. При неуравновешенном двигателе вибрационные нагрузки оказывают определяющее влияние на долговечность шестерен трансмиссии. Детали рулевого привода в некоторых случаях разрушаются от вибрационного воздействия. Чем совершеннее конструкция рамы, кузова и оперения, тем больше влияния на их долговечность оказывают вибрационные нагрузки. Об этом следовало бы сказать.

Требования к сцеплению следовало дополнить требованиями стабильности коэффициента трения при нагревании и требованием высокой износостойкости.

В разделе о гидромеханических коробках передач нет ясности, в каких случаях рационально применять больший или меньший коэффициент трансформации, прозрачный или непрозрачный трансформатор.

Гидрообъемные передачи были бы наиболее перспективны для многоколесных полноприводных автомобилей. В этих случаях все три указанных недостатка отпадают, так как и х.п.д., и габариты, и стоимость механического привода крайне неблагоприятны. Зато остается не указанный авторами существенный недостаток — ненадежное уплотнение и трудно выполнимое в условиях эксплуатации требование стерильности рабочей жидкости, рабочих полостей и трубопроводов.

Следовало добавить к данным фирмы (стр. 147) указание о том, что в условиях суровых морозов и жаркого климата долговечность ремней была бы значительно меньше.

В современной практике величину тормозного пути определяют при различных начальных скоростях торможения в зависимости от категории автомобиля.

Необходимо было указать, что в ряде стран дополнительный тормоз введен как обязательный для некоторых автомобилей в зависимости от весовой категории.

Несмотря на отмеченные недостатки, книга «Шасси автомобиля» отражает современные достижения отечественной и зарубежной науки и техники в области автомобилестроения и, безусловно, является полезным пособием не только для научных работников и инженеров, но и для студентов.

Д-р техн. наук В. В. ОСЕПЧУГОВ

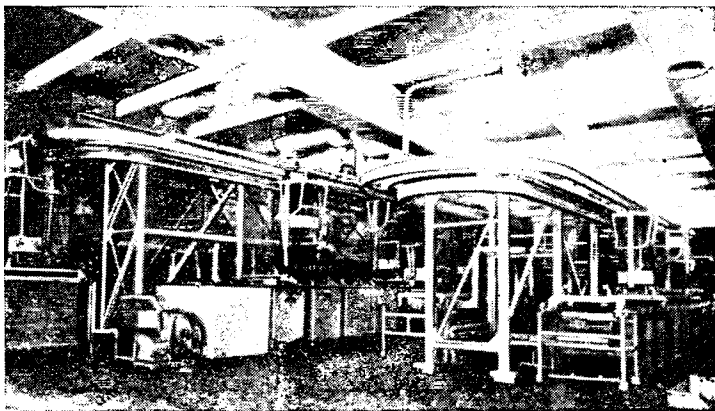
Московский автодорожный институт

Фирма

ФРИДРИХ БЛАЗБЕРГ

г. Золинген (ФРГ) поставляет:

высокопроизводительные установки и автоматы для всех методов облагораживания поверхности; специальные химикаты и препараты для любого вида гальванической и химической обработки поверхности металлов; средство для предотвращения образования вредных паров хрома; все виды шлифовальной и полировальной пасты.



Специальное оборудование

Автоматы с программным управлением, высокопроизводительные ванны для блестящего никелирования при плотности тока до 16 а/дм².

Ванны для твердого хромирования.

Саморегулирующие ванны для хромирования.

Ванны для покрытия благородным металлом.

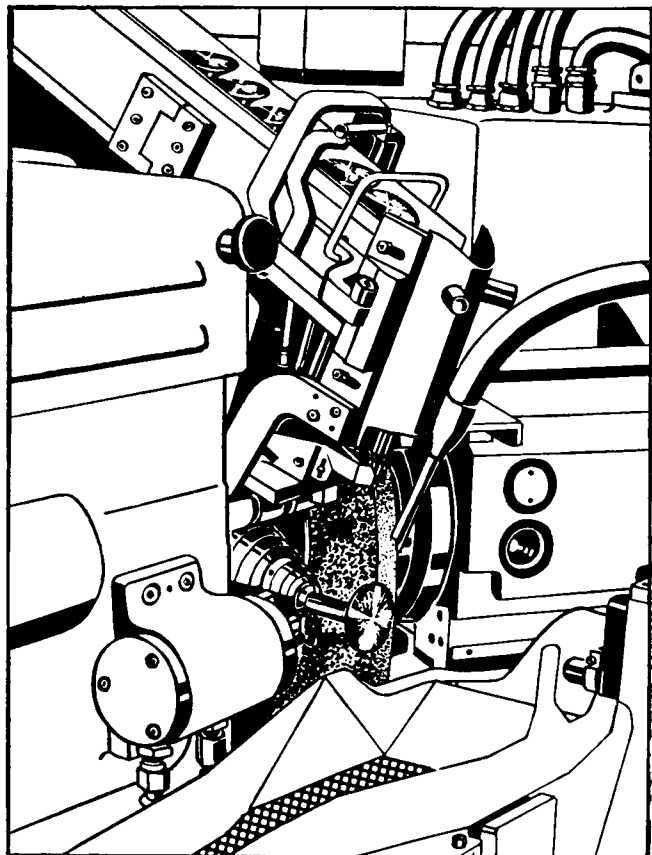
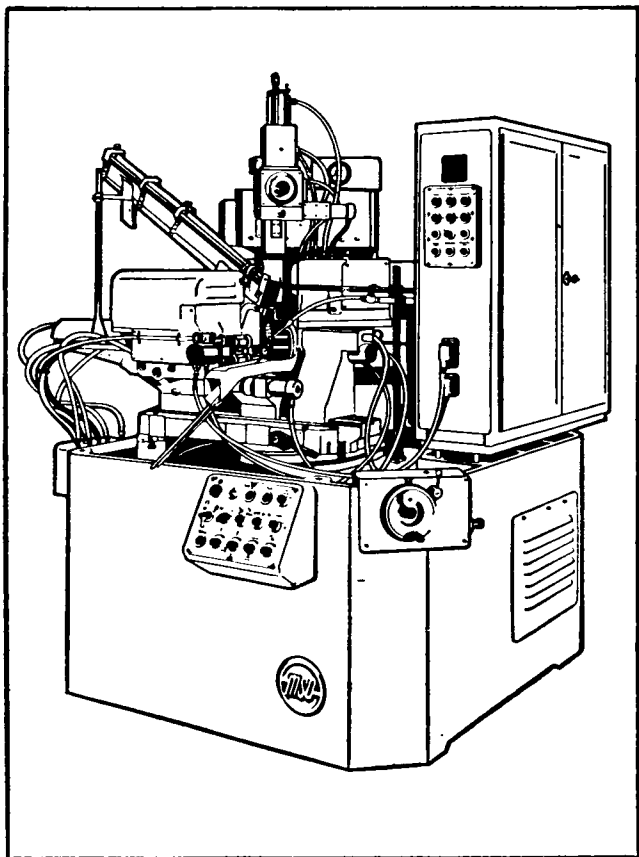
Ванны для блестящего омеднения, кислотные и щелочные.

Ванны для блестящей оцинковки, ванны для блестящего кадмирования.

Ванны для электролитического окисления блестящего алюминия.



300 КОНУСНЫХ КЛАПАНОВ В ЧАС ШЛИФУЕТ



Электрогидравлическая полностью автоматическая машина для шлифования седла клапана модель FHV

Подводка через ступель-магазин
Автоматический отвод
Автоматическая компенсация пригонки
Возможность сцепления с другими обрабатывающими машинами
Короткое время на переналадку
Возможность обслуживания рабочего цикла у щита управления с хорошим обзором

Максимальная величина угла 121°
Максимальный диаметр диска 65 мм
Максимальный диаметр стержня 15 мм
Наибольшая длина 170 мм
Эти машины работают на ведущих европейских автомобильных заводах

mso — werke OFFENBACH AM MAIN

Senefelderstrasse 162, Postfach 37, Telefon 80 191 ФРГ

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru