

expert22 для <http://rutracker.org>

# АВТОМОБИЛИ- САМОСВАЛЫ

ББК 39.335.4  
А22  
УДК 629.114.442

Авторы **В. Н. Белокуров, О. В. Гладков, А. А. Захаров,  
А. С. Мелик-Саркисянц**

Рецензент **В. З. Киселев**

**А22 Автомобили-самосвалы/В. Н. Белокуров, О. В. Гладков,  
А. А. Захаров, А. С. Мелик-Саркисянц; под общей редак-  
цией А. С. Мелик-Саркисянца.— М.: Машиностроение.  
1987.— 216 с.: ил.  
(В обл.): 80 к.**

Рассмотрены конструкции автомобилей-самосвалов, прицепов и полуприце-пов-самосвалов, требования к их эксплуатационным качествам, конструкции специфических узлов гидравлических опрокидывающих устройств и кузовов самосвалов, изложены методика расчета основных узлов самосвальной установки, методы испытаний автомобилей-самосвалов, рекомендации по уходу и эксплуатации.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и автогосударственных предприятий.

А ~~3603030000-303~~  
038(01)-87

ББК 39.335.4

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

**Владимир Николаевич Белокуров, Олег Валерианович Гладков,  
Анатолий Анатольевич Захаров, Арсен Сократович Мелик-Саркисянц**

**АВТОМОБИЛИ-САМОСВАЛЫ**

Редактор **Е. В. Радовская**. Художественный редактор **С. С. Водчик**. Обложка художника **Л. С. Вендрога**. Технический редактор **Н. В. Тимофеев**. Корректоры **Н. Г. Богомолова** и **А. М. Усачева**

ИБ № 4623

Сдано в набор 29.10.86. Подписано в печать 15.07.87. Т-14897. Формат 60×88<sup>1/16</sup>. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная Усл. печ. л. 13,23. Усл. кр.-отт. 13,48. Уч.-изд. л. 16,0. Тираж 20 000 экз. Заказ № 669.  
Цена 80 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,  
107076, Москва, Стромьинский пер., 4.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома  
при Государственном комитете СССР  
в деле издательств, полиграфии и книжной торговли,  
125398, Москва, Центр, Хохловский пер., 7.

© Издательство «Машиностроение», 1987

## ВВЕДЕНИЕ

Автомобильный транспорт широко используется во всех отраслях народного хозяйства. «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» перед автомобильным транспортом поставлены следующие задачи: повысить эффективность использования автотранспортных средств, и в первую очередь за счет широкого применения прицепов и полуприцепов, сокращения непроезводительных простоев, улучшить структуру автомобильного парка.

Технический уровень автомобиля, соответствие его конструкции требованиям эксплуатации непосредственно влияют на производительность транспортной работы. Грузовыми автомобилями перевозятся самые разнообразные грузы, отличающиеся физическими свойствами, в частности плотностью, структурой, размерами, упаковкой и т. д.

С развитием автомобильного транспорта возникли стабильные грузопотоки однородных грузов, в результате чего во многих случаях оказалось экономически целесообразным специально приспособлять грузовые автомобили для систематической массовой перевозки определенных грузов, появились так называемые специализированные автомобили. Применение специализированных автомобилей и автопоездов повышает сохранность перевозимых грузов, позволяет облегчить или полностью механизировать погрузочно-разгрузочные работы и этим существенно повысить производительность труда и снизить себестоимость автотранспортных перевозок. Самым распространенным типом специализированных грузовых автомобилей являются автомобили-самосвалы. По конструкции автомобили-самосвалы приспособлены для массовых перевозок сыпучих и навалочных грузов, т. е. таких грузов, которые можно перевозить на платформе грузового автомобиля без тары.

Автомобильная промышленность в настоящее время выпускает автомобили-самосвалы различных моделей. Технические характеристики выпускаемых, а также имеющихся в эксплуатации автомобилей-самосвалов приведены в прил. 1. Кроме того, многие мастерские, ремонтные заводы, автокомбинаты различных ведомств занимаются мелкосерийным производством самосвалов различного назначения (сведения о них в данной книге не приводятся).

### УСТРОЙСТВО САМОСВАЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Автомобиль-самосвал — это специализированный грузовой автомобиль, предназначенный для массовых перевозок насыпных (навалочных) грузов. До того как получили распространение самосвалы, насыпные грузы, как и все другие, перевозили на бортовых автомобилях общетранспортного назначения с деревянной платформой. Загружали и разгружали такие автомобили вручную лопатами или вилами, что требовало больших затрат сил и времени. Деревянные платформы быстро изнашивались.

На автомобиле-самосвале (рис. 1) процесс разгрузки полностью механизирован. Для этого прочная металлическая платфор-

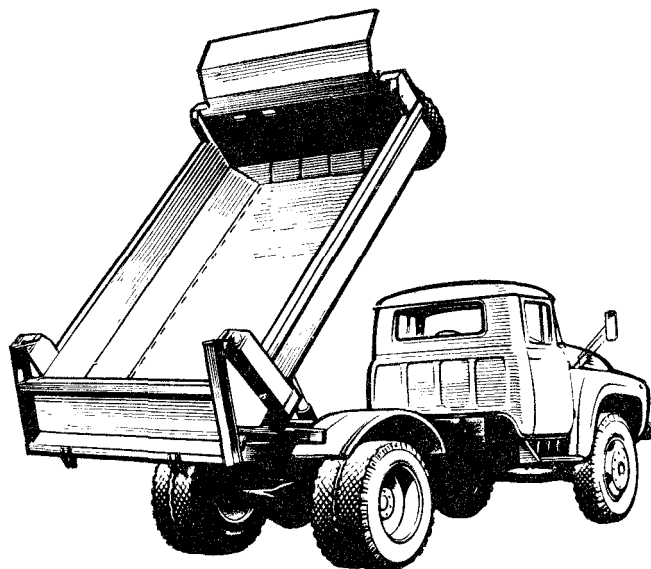


Рис. 1. Автомобиль-самосвал ЗИЛ-ММЗ-4505

ма шарнирно укрепленна на раме автомобиля и может наклоняться назад или на боковую сторону на угол 45...55°. При наклоне платформы происходит естественное ссыпание груза.

В период становления автомобильной промышленности было налажено производство бортовых грузовых автомобилей. Самосвалы появились позднее. Поэтому экономически целесообразным было создавать самосвалы на шасси серийных грузовых автомобилей без существенного изменения сложившегося массового производства. Однако следует отметить, что более высокий технический уровень может быть достигнут при применении для самосвалов специальных шасси.

В настоящее время отечественные заводы, производящие грузовые автомобили, одновременно выпускают автомобили-самосвалы или шасси (с кабинами) для монтажа на них самосвальных установок на других заводах. Таким образом, автомобиль-самосвал укрупненно делится на две части: шасси (с кабиной) и самосвальная установка. Устройство шасси автомобилей-самосвалов и грузовых автомобилей аналогично и рассматривается в соответствующей технической литературе. Самосвальная установка состоит из двух частей: платформы и подъемного механизма. Ниже рассматривается устройство агрегатов самосвальных установок.

#### ПЛАТФОРМА

Погрузочную емкость самосвала большей частью проектируют в виде плоской «платформы» с сравнительно низкими бортами. Поэтому в технической литературе кузова самосвалов чаще называют платформой.

Специализация грузового автомобиля в первую очередь определяется конструкцией его платформы.

Особенность эксплуатации самосвалов состоит в том, что их в основном используют для массовых перевозок сыпучих (навалочных) грузов. Однако в реальных условиях эксплуатации на самосвалах часто приходится перевозить штучные или затаренные грузы. Поэтому к конструкции платформы предъявляются требования определенной универсальности. Так, например, платформа сельскохозяйственного самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М приспособлена для перевозки как сыпучих, так и штучных грузов — имеет прямоугольную форму и три открывающихся борта, как и на бортовом грузовом автомобиле. Вместе с тем в отличие от платформы бортового автомобиля она имеет повышенную прочность (металлическая, сварная) и может использоваться при экскаваторной погрузке навалочных грузов. Особенностью этой модели, как и других моделей сельскохозяйственных самосвалов, является то, что в конструкции платформы предусмотрены съемные уплотнители бортов для исключения потерь при перевозках зерна; тент для укрытия грузов от выдувания; съемные надставные борта для лучшего использования грузоподъемности

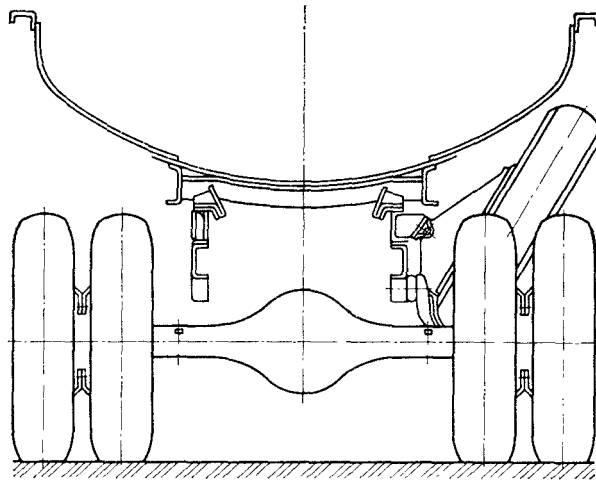


Рис. 2. Платформа автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555

при перевозках сельскохозяйственных грузов низкой плотности (силос, измельченная трава и др.). Более подробно эта конструкция рассмотрена ниже.

С развитием постоянных массовых перевозок какой-то определенной категории грузов к некоторым моделям самосвалов и, в частности, к конструкции их платформ могут предъявляться требования более узкой специализации. Примером может служить специализированная корытообразная платформа строительного автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 (рис. 2), мало приспособленного для перевозки штучных грузов.

В табл. 1 приведены объемы платформ некоторых автомобилей-самосвалов.

Если самосвал имеет недостаточный для перевозки данной категории грузов объем платформы, то это приводит к систематическому недоиспользованию его грузоподъемности и снижению производительности.

Излишний объем платформы не только увеличивает собственный вес и расходы на ее изготовление, но вызывает систематические перегрузки, что приводит к преждевременному износу всех агрегатов самосвала.

Платформа самосвала является наиболее трудоемкой, металлоемкой и быстроизнашиваемой частью самосвальной установки. По сравнению с платформой бортового грузового автомобиля платформа самосвала во время эксплуатации подвергается большим по значению и разнообразным по видам нагрузкам.

К платформам карьерных самосвалов (типа КрАЗ, КамАЗ) в первую очередь предъявляются требования повышенной прочности, так как они должны выдерживать высокие ударные на-

### 1. Характеристики платформ автомобилей-самосвалов

Модель	Грузо-подъемность, т	Отношение полезной нагрузки к объему кузова, т/м <sup>3</sup>	Модель	Грузо-подъемность, т	Отношение полезной нагрузки к объему кузова, т/м <sup>3</sup>
<i>Строительных</i>			<i>Сельскохозяйственных</i>		
ЗИЛ-ММЗ-555	5,25	1,75	ЗИЛ-ММЗ-554М	5,5	0,92
ЗИЛ-ММЗ-4502	5,8	1,53	ГАЗ-САЗ-53Б	3,55	0,71
ЗИЛ-ММЗ-4505	6	1,58	ГАЗ-САЗ-3507	4,2	0,84
ЗИЛ-ММЗ-45054	5	1,32	ГАЗ-САЗ-3502	3,28	0,87
КамАЗ-5511	10	1,38	ГАЗ-САЗ-4509	4	0,67
МАЗ-5549	8	1,57	КАЗ-4540	5,5	0,78
МАЗ-5551	8,5	1,55	«Урал»-5557	7	0,79
КрАЗ-256Б1	12	2	КамАЗ-55102	7	0,88

грузки при экскаваторной погрузке скальных пород и интенсивное абразивное изнашивание.

При проектировании платформ самосвалов обязательно учитывают транспортные свойства сыпучих (навалочных, полужидких) грузов, их плотность, сыпучесть, липкость, структуру и др. Эти свойства грузов определяют форму и размеры платформ. Так, полезный объем платформы определяют исходя из плотностей основных грузов, для перевозки которых предназначена самосвал данной модели.

Ниже приведена плотность (в т/м<sup>3</sup>) основных грузов, перевозимых строительными и сельскохозяйственными самосвалами.

#### *Строительные, промышленные и бытовые грузы*

Асфальтобетон . . . . .	2,00...2,45
Бетон (с гравием) . . . . .	2,00...2,40
Песок . . . . .	1,40...2,05
Гравий, щебень . . . . .	0,75...1,70
Глина . . . . .	1,40...1,70
Земля . . . . .	1,12...1,60
Уголь . . . . .	0,45...1,00
Цемент . . . . .	0,75...1,30
Строительный мусор . . . . .	1,10...1,40
Известняк, камень . . . . .	1,70...2,80
Камень (разный) . . . . .	1,60...2,90
Мел (куски) . . . . .	1,20...1,35
Шлак:	
гранулированный . . . . .	0,50...0,90
доменный, мартеновский, ваграночный . . . . .	1,00...3,50
Снег . . . . .	0,10...0,92
Мусор уличный, бытовой . . . . .	0,30...0,65

#### *Сельскохозяйственные грузы*

Пшеница . . . . .	0,70...0,83
Рожь . . . . .	0,65...0,79

Овес (зерно) . . . . .	0,40...0,55
Ячмень . . . . .	0,62...0,75
Кукуруза:	
зерно . . . . .	0,70...0,75
зеленая масса, початки . . . . .	0,30...0,45
Фасоль насыпью . . . . .	0,52...0,58
Чечевица . . . . .	0,70...0,85
Жмыхи навалом . . . . .	0,59...0,67
Картофель . . . . .	0,62...0,73
Свекла . . . . .	0,57...0,70
Морковь навалом . . . . .	0,50...0,60
Корнеплоды разные . . . . .	0,60...0,65
Качанная капуста . . . . .	0,20...0,32
Навоз:	
перепревший . . . . .	0,80...1,00
уплотненный солоmistый . . . . .	0,50...0,70
Торф . . . . .	0,20...0,75
Минеральные удобрения . . . . .	0,78...0,85

С минимальными затратами материалов и труда в производстве конструктор должен в первую очередь создать оптимальную силовую схему платформы. Вместе с этим необходимо обеспечить высокую технологичность: предусмотреть возможность широкого применения автоматических способов сварки; правильно выбрать виды заготовок и материал деталей.

Платформа самосвала проектируется как пространственная, тонкостенная несущая конструкция. Основную нагрузку платформа испытывает при подъеме от воздействия, с одной стороны, размещенного в платформе груза и, с другой стороны, от усилия гидроцилиндра подъемного механизма. Построение рациональной силовой схемы платформы зависит от направления разгрузки самосвала, числа открывающихся бортов, расположения гидроцилиндра.

На рис. 3 приведены принципиальные схемы наиболее широко применяющихся платформ самосвалов. На рис. 3, а показана

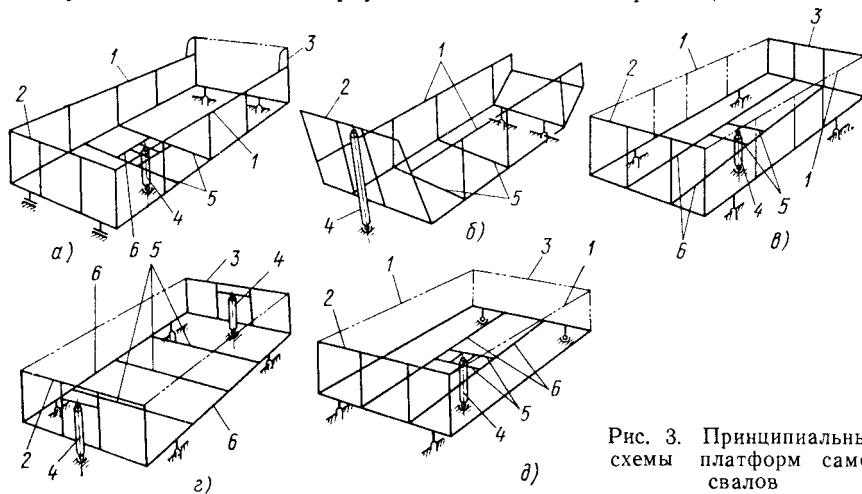


Рис. 3. Принципиальные схемы платформ самосвалов

схема платформы с односторонней разгрузкой назад. Боковые борта 1 и передний борт 2 жестко соединены между собой и с основанием платформы, образуя общую несущую систему. Задний борт 3 — открывающийся. Гидроцилиндр 4 размещен под платформой, при подъеме воздействует на раму, состоящую из продольных 6 и поперечных 5 балок. Далее нагрузка передается на несущие боковые борта 1.

На рис. 3, б дана схема платформы с односторонней разгрузкой назад, но гидроцилиндр в этом случае расположен впереди (между кабиной и платформой). Передний 2 и боковые 1 борта жестко соединены между собой и с основанием платформы. Задний борт на платформах многих моделей такого типа отсутствует. Усилие от гидроцилиндра 4 передается на передний борт 2, а через него на боковые борта 1 и поперечные балки 5 основания платформы.

На рис. 3, в приведена платформа, имеющая двустороннюю разгрузку на боковые стороны. Передний борт 2 и задний 3 жестко соединены с основанием платформы. Открывающиеся боковые борта 1 в работе не участвуют. Гидроцилиндр 4 расположен под платформой. При подъеме платформы гидроцилиндр 4 воздействует на поперечные 5 и продольные 6 балки основания платформы, далее нагрузка передается на несущие передний 2 и задний 3 борта.

На рис. 3, г показана схема, отличающаяся от предыдущей тем, что два гидроцилиндра 4 расположены перед передним 2 и за задним 3 бортами. Нагрузка от гидроцилиндров 4 передается на борта 2 и 3, а через них на продольные 6 и поперечные 5 балки основания платформы.

Платформа на рис. 3, д имеет жесткое соединение с основанием только переднего борта 2. Боковые борта 1 и задний борт 3 открывающиеся, в работе не участвуют. Гидроцилиндр 4 расположен под кузовом.

Очевидно, что платформа, выполненная по схеме рис. 3, а, должна обладать наибольшими прочностью и жесткостью, так как в ней единая пространственная несущая конструкция образована основанием платформы и тремя бортами, жестко соединенными между собой. Наименее рациональной является схема, показанная на рис. 3, д, где открывающиеся три борта не воспринимают нагрузку. Всю нагрузку от усилия гидроцилиндра несут поперечные и продольные балки основания платформы, что вынуждает повышать их прочность за счет увеличения металлоемкости. В подтверждение этому ниже приведены массы платформ двух самосвалов, выполненных на одном и том же шасси ЗИЛ-130Б2.

Модель самосвала ЗИЛ-ММЗ . . . . .	4505	4501
Направление разгрузки . . . . .	Назад	На три стороны
Грузоподъемность, т . . . . .	6	5,8
Масса платформы, т . . . . .	0,890	1,1

Платформы самосвалов с разгрузкой на две боковые стороны (выполненные по схемам, показанным на рис. 3, *в* и *г*), по металлоемкости занимают промежуточное положение между платформами с разгрузкой на одну и три стороны.

Преимуществом самосвалов с трехсторонней и двусторонней разгрузкой на две и три стороны является то, что они в отличие от самосвалов с разгрузкой назад могут работать с прицепом. Грузоподъемность автопоезда (тягач с прицепом) в 1,5...1,8 раза выше грузоподъемности одиночного самосвала. Это компенсирует дополнительные металло- и трудозатраты при производстве платформ самосвалов с разгрузкой на две и три стороны. Существенным преимуществом платформы с тремя открывающимися бортами является ее большая эксплуатационная универсальность, подобная бортовой платформе грузового автомобиля общетранспортного назначения. Это особенно важно для сельскохозяйственных самосвалов. Этими преимуществами объясняется то, что платформы с разгрузкой на две и три стороны имеют равное распространение с платформами более низкой стоимости с односторонней разгрузкой назад.

После рассмотрения принципиальных схем несущих систем целесообразно рассмотреть конструктивные решения основных узлов платформ, влияющие на эксплуатационные качества самосвала.

Значительно влияет на производительность и удобство эксплуатации конструкция бортов самосвала, запоров бортов, устройств для управления запорами.

При каждой разгрузке самосвала необходимо перед подъемом платформы отпереть и открыть один из бортов, а после разгрузки закрыть и запереть. На большинстве современных самосвалов эти операции проводятся вручную. На то, чтобы выйти из кабины, водитель тратит время и значительные усилия, поэтому созданы и применяются устройства, в одних случаях облегчающие управление бортами платформы, в других частично или полностью механизмирующие этот процесс.

На строительных самосвалах с разгрузкой назад открывающийся борт обычно подвешивается на верхних шарнирах; такая подвеска борта называется фартучной. Борт открывается и закрывается под воздействием собственного веса и веса ссыпавшегося груза. Замки борта размещены снизу.

На рис. 4. изображены схемы устройств для управления запорами заднего борта. На рис. 4, *а* показано устройство с ручным управлением запорами борта в двух положениях. Задний борт 8 в транспортном положении удерживается от открывания двумя крюками 2, шарнирно укрепленными на продольных балках 6 основания кузова. Под кузовом на шарнирах установлен поперечный вал 4 управления запорами борта, на котором жестко зафиксирована рукоятка 7. Сержа 1 соединяет палец рукоятки 5 и палец крюка 3. В запертом положении центр пальца рукоятки 5 расположен ниже оси поперечного вала 4 на величину  $C$ , благо-

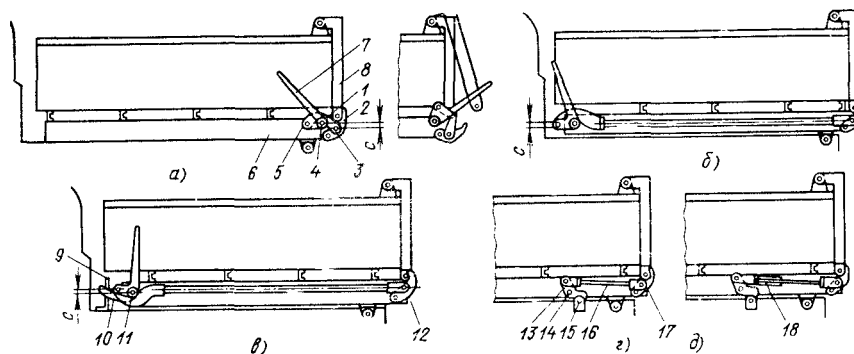


Рис. 4. Устройства управления запорами заднего борта

даря чему не может произойти самопроизвольного открывания замков во время движения. На виде рядом замок показан в открытом положении. Недостатком замка, изображенного на рис. 4, а, является то, что рукоятка управления расположена у заднего борта.

Схема запоров заднего борта, изображенная на рис. 4, б, отличается от предыдущей тем, что рукоятка управления запорами расположена возле переднего борта; усилие от рукоятки к крюкам передается продольными тягами. Управление замками осуществляется также вручную, но водитель может отпирать и запирают замки, стоя на подножке кабины.

На рис. 4, в дана схема полуавтоматического управления запорами заднего борта. На схеме замок показан в запорном транспортном положении. При разгрузке передняя часть платформы начинает подниматься, рычаг 10, жестко соединенный с поперечным валом 11, задевает за отгиб 9 стойки, прикрепленной к надрамнику, благодаря чему вал 11 поворачивается против часовой стрелки и отпирает крюки 12. Недостатком этой схемы является неполная автоматизация процесса управления запорами заднего борта — запирают замки после опускания платформы приходится вручную.

Существуют устройства, позволяющие полностью автоматизировать процесс запираения и отпираения замков заднего борта, однако они пока не нашли широкого применения на самосвалах массового производства. На рис. 4, г и д показаны схемы, на которых основана работа некоторых устройств автоматического управления замками заднего борта. Двуплечие рычаги 13 (рис. 4, г) жестко соединены с поперечным валом 14. С верхними плечами рычагов соединены тяги 16, удерживающие крюки 17 в запорном состоянии; нижние плечи рычагов 13 упираются в пальцы 15, укрепленные на надрамнике. При подъеме платформы для разгрузки рычаги 13 отходят от упоров 15 и освобождают крюки 17, которые откидываются под воздействием бор-

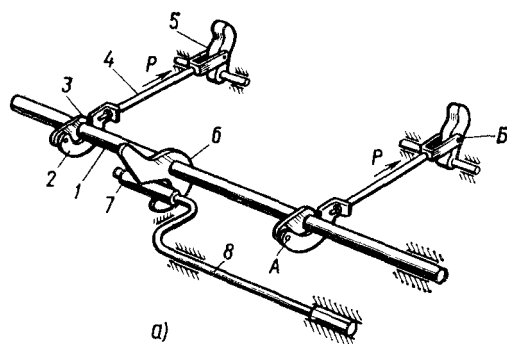
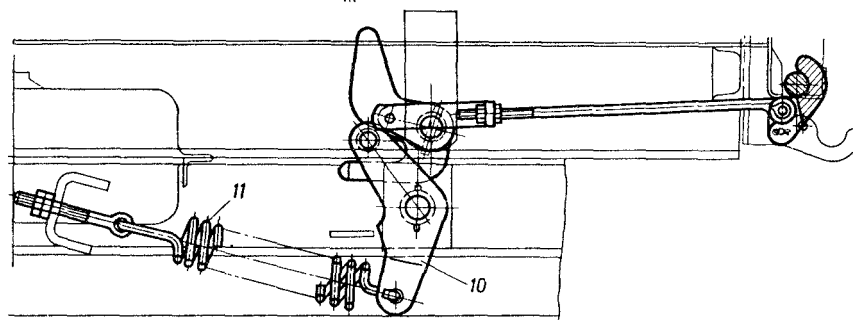


Рис. 5. Устройства автоматического управления запорами заднего борта



б)

та и груза. При опускании платформы после разгрузки рычаги 13 упираются в пальцы 15 и подтягивают крюки 17, запирая борт. Таким образом, запирание борта происходит под действием веса кузова без участия водителя. Такая схема автоматического управления запорами борта имеет существенный недостаток, заключающийся в том, что если в притвор борта попадут посторонние предметы или на торец платформы налипнут остатки груза, то замки не смогут плотно прикрыть борт, и под действием веса платформы может произойти разрыв тяги 16.

Во избежание обрыва тяги 16 (рис. 4, г) ее делают упругой, используя пружины сжатия 18 (рис. 4, д), но при этом появляется другой недостаток — задний борт под воздействием груза получает возможность приоткрываться, деформируя пружину 18. Это приводит к потере мелкосыпучего груза во время его транспортирования.

На рис. 5, а показано устройство автоматического управления запорами заднего борта, не имеющее недостатков, присущих двум предыдущим схемам (см. рис. 4, г и д). Поперечный вал 1 шарнирно укреплен на продольных балках основания платформы; на валу жестко зафиксированы рычаги 3, шарнирно связанные скобами 2 и тягами 4 с крюками 5, запирающими борт; на поперечном валу, кроме того, жестко установлен фасонный рычаг 6, в прорезь которого входит втулка 7, насаженная на колено тор-

сионного вала 8. Торсионный вал 8 расположен на надрамнике, один конец его зафиксирован от проворачивания. При подъеме платформы вал 1 поднимается, нижнее плечо фасонного рычага 6 упирается во втулку 7 и поворачивает вал 1 против часовой стрелки; происходит отпирание замков. После разгрузки платформа опускается в исходное положение. Вместе с ней опускается шарнирно-закрепленный вал 1; жестко закрепленный на валу рычаг 6 в определенный момент входит в соприкосновение с упорной втулкой 7 и поворачивает вал 1 по часовой стрелке — происходит запираание крюков 5. Если плотному закрыванию борта что-то препятствует, торсионный вал скручивается, и поломки конструкции не происходит. При нормально запертых бортах воздействие силы  $P$  не передается на торсион 8, что обеспечивается переходом через мертвую точку линии действия силы  $P$ , т. е. линия, соединяющая точки  $A$  и  $B$ , располагается выше оси вала 1.

Таким образом, последняя схема отличается от предыдущих тем, что упругий элемент (торсион 8) работает только в момент запираания борта; после его запираания упругий элемент из работы выключается, и борт оказывается прижатым к платформе жесткой связью.

На рис. 5, б показан конструктивный вариант описанной выше принципиальной схемы автоматического управления запорами борта. Упругий упор в этом варианте выполнен в виде рычага 10, шарнирно-закрепленного на надрамнике, и пружины растяжения 11.

Для механизированного управления запорами бортов может быть использован пневматический привод (рис. 6). Пневматический цилиндр двойного действия 1 шарнирно связан рычага-

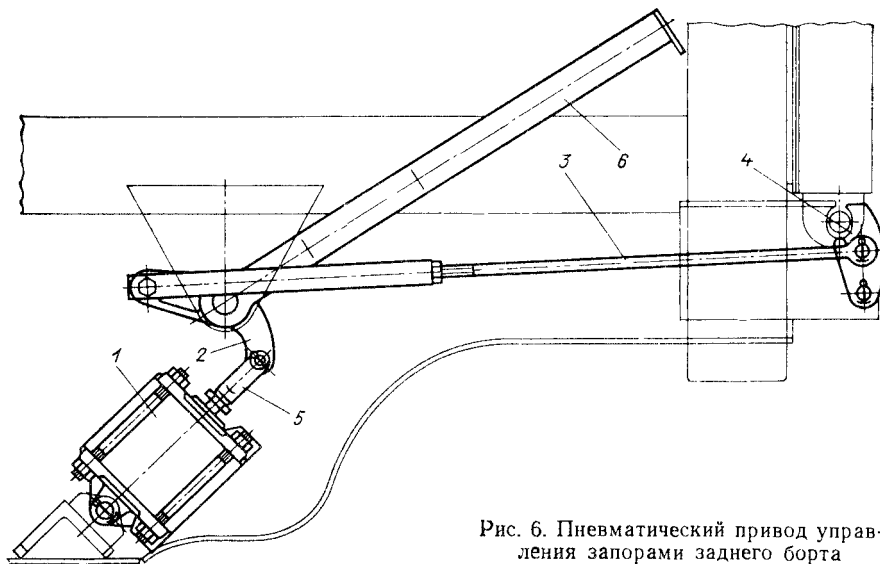


Рис. 6. Пневматический привод управления запорами заднего борта

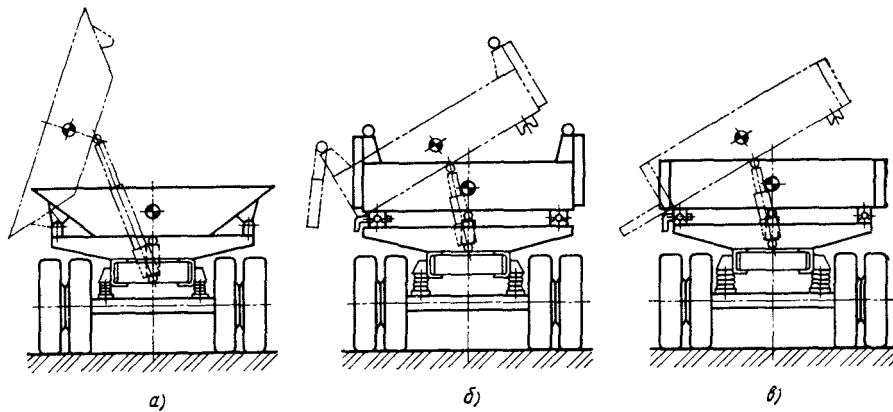


Рис. 7. Схемы платформ самосвалов с разгрузкой на боковые стороны

ми 2 и тягами 3 с крюками запоров платформы 4. При выдвигании штока 5 происходит отпирание замков, при возвращении в исходное положение — запираение. Управление подачей воздуха к пневмоцилиндру осуществляется из кабины водителя.

При отсутствии давления в пневмосистеме автомобиля управлять запорами можно вручную при помощи рукоятки 6.

Автоматическое или полностью механизированное управление запорами заднего борта облегчает труд водителя и позволяет сократить время разгрузки самосвала. По данным дорожных испытаний время разгрузки самосвала с автоматическими запорами заднего борта составляет 40...45 с вместо 60...70 с при ручном запираении борта.

На самосвалах с разгрузкой на две и три стороны механизировать управление бортами сложнее, чем на самосвалах с разгрузкой назад.

На рис. 7 приведены схемы платформ самосвалов с разгрузкой на боковые стороны: ковшовой, с бортом фартучного типа (откидывается на верхних шарнирах) и с бортом, открывающимся на нижних шарнирах.

Особенность ковшовой платформы (рис. 7, а) — отсутствие открывающихся бортов. Борты в этом случае выполняют в виде наклонной стенки, угол наклона которой обычно равен 20...30° к горизонтали. Ковшовые платформы могут быть с односторонней разгрузкой назад, с разгрузкой на бок и с трехсторонней разгрузкой.

Конструктивно ковшовые платформы более просты, имеют меньшую массу и большую прочность, чем платформы с открывающимися бортами. Ковшовые платформы проще в эксплуатации — водителю не нужно отпирать и запираять, открывать и закрывать борта; это обстоятельство особенно существенно для самосвальных автопоездов. Ковшовые платформы удобны для перевозки бетонных смесей, строительных растворов и мелкосы-

пучих материалов, так как они более герметичны, чем бортовые.

Существенным недостатком такой конструкции является необходимость увеличивать углы наклона относительно платформ с открывающимися бортами (обычно до  $70 \dots 80^\circ$ ), чтобы при разгрузке груз не оставался на наклонной стенке борта. Вследствие этого снижается боковая устойчивость самосвала, особенно в том случае, когда разгружается плохо сползающий груз (влажный песок, глина и пр.).

Недостаточная боковая устойчивость затрудняет применение ковшовых платформ с боковой разгрузкой на прицепах-самосвалах.

Кроме того, недостатком платформы ковшового типа является также нерациональное использование объема. При заданных размерах платформы по длине, ширине и высоте объем платформы с наклонными стенками, естественно, значительно меньше, чем объем платформы с вертикальными стенками.

В результате этого платформы ковшового типа большого распространения не получили, более распространены платформы с открывающимися бортами.

На рис. 7, б показана схема платформы с бортами, открывающимися на верхних шарнирах — фартучного типа. Открывание и закрывание борта происходит автоматически под действием собственного веса борта при подъеме и опускании платформы. Водителю остается только отпирать и запирать замки борта. Однако для этого нужно выходить из кабины.

На платформах, выполненных по схеме, показанной на рис. 7, в, борта подвешены на нижних шарнирах. Эти борта нужно не только отпирать и запирать, но еще и закрывать после разгрузки, для чего требуются значительные усилия (масса бокового борта самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М 80 кг).

При составлении технического задания на проектирование самосвала с учетом нормативных документов обычно задают усилие закрывания и запираания борта — оно не должно превышать 20 даН. В связи с этим на платформах самосвалов средней и большой грузоподъемности приходится устанавливать пружинные помощники закрывания бортов.

На рис. 8 изображен торсионный помощник, применяемый на автомобилях семейства «Татра». Торсионный стержень 5 собран из пяти рессорных листов. Один конец торсиона соединен с шарниром борта 1 через ось 3 борта и поводковую втулку 4; другой конец торсиона наглухо соединен с основанием платформы 2 через соединительную втулку 6. Отверстие для торсионного стержня в поводковой втулке 4 имеет такую конфигурацию, что стержень начинает скручиваться только после частичного открывания борта. Когда борт полностью открыт, торсион оказывается закрученным. Возникающая при этом упругая сила сопротивления торсиона помогает закрыванию борта; чтобы легче закрыть борт, его рекомендуется предварительно раскатать.

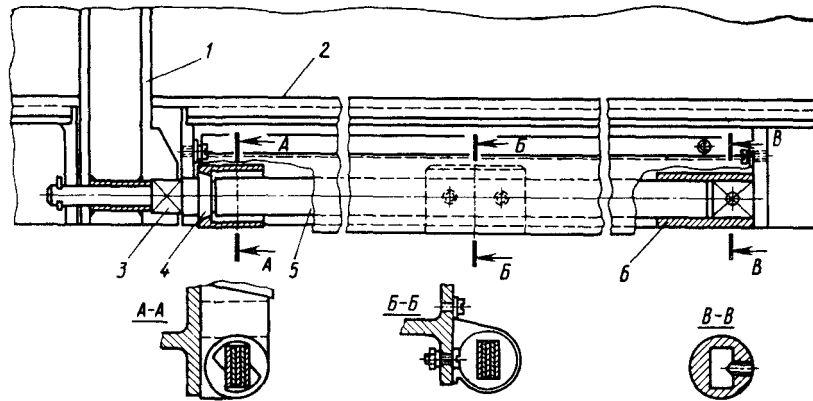


Рис. 8. Торсионный помощник закрывания борта

На самосвале ЗИЛ-ММЗ-554М помощник выполнен в виде спиральной пружины. Пружинные помощники облегчают, но не механизмируют управление бортами. Поэтому конструкторскими службами заводов, выпускающих самосвалы, постоянно ведутся работы по изысканию рациональных решений механизации закрывания боковых бортов платформ самосвалов.

На самосвале, изображенном на рис. 9, для механизированного открывания и закрывания боковых бортов без участия водителя используется довольно сложная рычажная система. Открывание борта 2 при наклоне платформы происходит под действием ссыпающегося груза и веса самого борта. При опускании платформы ролик 3 упирается в фасонную направляющую колодку 4, укрепленную на надрамнике, и рычагами 1, шарнирно соединенными с основанием платформы и бортом, боковой борт закрывается.

Для платформы, показанной на рис. 10, применено тросовое устройство принудительного закрывания боковых бортов. Трос 1 через систему роликов связывает боковые борта. В середине трос огибает натяжной ролик 2, установленный на стойке 3, жестко укрепленной на раме. При подъеме платформы трос располагается выше ролика 2, длина его увеличивается, в результате чего боковой борт, у которого верхние замки не заперты, получает возможность открываться. При опускании платформы трос 1 в средней части вновь упирается в ролик 2, прогибается и подтягивает борт. Под роликом 2 имеется предохранительная пружина, которая деформируется в том случае, если в притвор борта попадают посторонние предметы, и борт не может быть плотно прикрыт.

Гидравлическая система управления отпиранием, открыванием, закрыванием и запираем бокового борта показана на рис. 11. На крайних стойках 1 платформы смонтированы четыре гидроци-

цилиндра 4. При включении гидросистемы на подъем платформы одновременно развивается давление в гидроцилиндрах 4. При этом происходит перемещение вниз верхнего штока 3 и отпираются крюки 2, после чего нижний шток 5 выдвигается вниз и открывает борт 6. Закрывание и запираание борта происходит в обратной последовательности.

Недостатком всех самосвалов с разгрузкой на боковые стороны является подсыпание груза под колеса (рис. 12). Это особенно характерно для самосвалов, имеющих платформы с бортами фартучного типа (рис. 12, а). Бывают случаи, когда автопоезд-самосвал после разгрузки не может тронуться с места, так как колеса автомобиля и прицепа оказываются больше чем на-

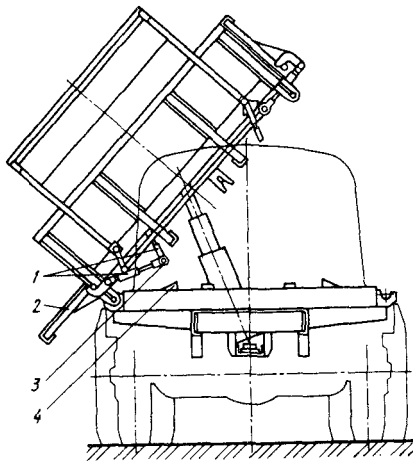


Рис. 9. Рычажная система открывания и закрывания боковых бортов

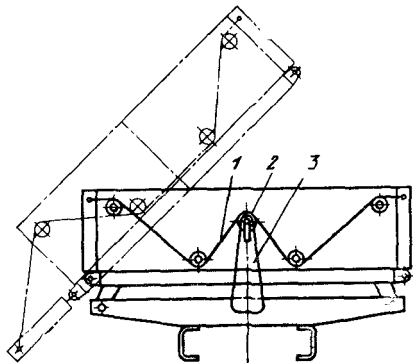


Рис. 10. Тросовое устройство принудительного закрывания боковых бортов

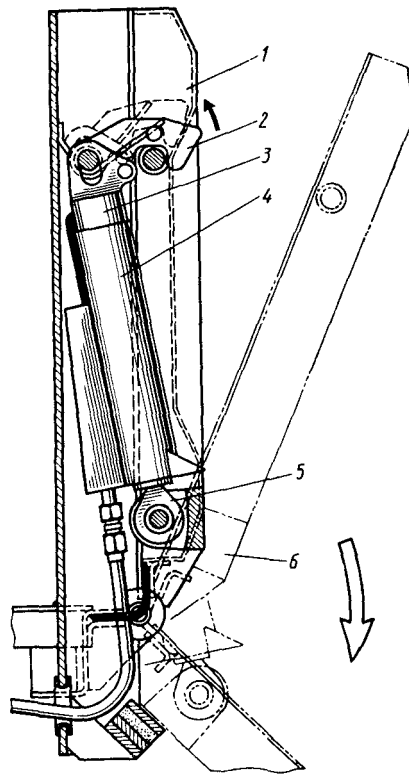


Рис. 11. Гидравлическая система управления боковым бортом

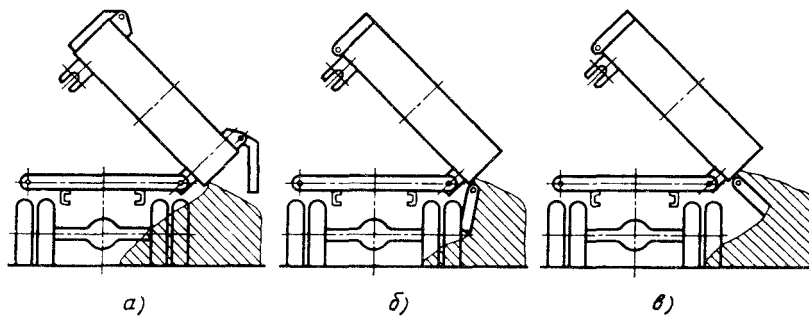


Рис. 12. Влияние способа открывания борта на степень подсыпания груза под колеса

половину засыпанным грузом. Такой серьезный эксплуатационный недостаток вынуждает выпускать большинство моделей самосвалов с боковыми бортами, подвешенными на нижних шарнирах. При этом возможны два варианта: борт открывается на  $90^\circ$  (рис. 12, *в*) — подвешен на цепях или удерживается в таком положении рычагами; борт открывается на  $180^\circ$  (рис. 12, *б*).

В первом случае подсыпание груза под колеса несколько меньше, но при этом часть груза остается на открытом боковом борте, его приходится удалять лопатой. Поэтому предпочтительнее платформы с боковыми бортами, подвешенными на нижних шарнирах и открывающимися на  $180^\circ$ . Так выполнена платформа наиболее массового сельскохозяйственного самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М.

В качестве примера рассмотрим ее устройство (рис. 13). Платформа спроектирована по принципиальной схеме, показанной на рис. 3, *д*. Она состоит из основания, жестко соединенного с основанием переднего борта, и трех открывающихся бортов: двух боковых и заднего. Конструкция подвески заднего борта позволяет открывать его как на верхних, так и на нижних шарнирах.

Основание платформы сварено из стальных балок: продольных 10 и поперечных 17. К концам поперечных балок приварены литые опорно-поворотные кронштейны: передние 13 и задние 9. На переднем конце платформы крепятся два дополнительных опорных кронштейна 1 со съемными резиновыми подушками 15, которые в транспортном положении опираются на накладки 22, укрепленные на лонжеронах рамы 21 автомобиля.

Боковые борта 4 сварены из стальных листов, гнутого штампованного профилей. При наклоне платформы набок борта открываются самопроизвольно под воздействием груза и собственного веса; закрывают борта вручную. Для облегчения закрывания боковых бортов предусмотрены пружинные помощники 18, смонтированные на переднем борту 19 платформы. Боковые борта запираются вручную крючками 7.

Задний борт 6 сварен из стальных листов гнутых и штампованных профилей и листовых штамповок. При наклоне платформы назад задний борт, подвешенный на верхних шарнирах, открывается вращением на осях под воздействием ссыпавшегося груза. После опускания платформы борт закрывается под собственным весом. Задний борт запирается нижними крюками 8. Управляют запором крюков вручную поворотом рукоятки 14, от которой усилие на крюки 8 передается тягами 11 и поперечным валом 12. Натяжение тяг регулируют гайками 20 на задних тягах 11.

При необходимости увеличить полезный объем платформы на верхние кромки боковых бортов можно установить деревянные надставные борта 16. Для перевозки грузов малой плотности, (измельченная трава, силос и др.) на платформу могут быть дополнительно установлены решетчатые деревометаллические высокие надставные борта. Боковые и задний высокие надставные борта подвешивают шарнирно на осях 3 в пазах переднего надставного борта 2 и задних съемных стоек 5. При установке зад-

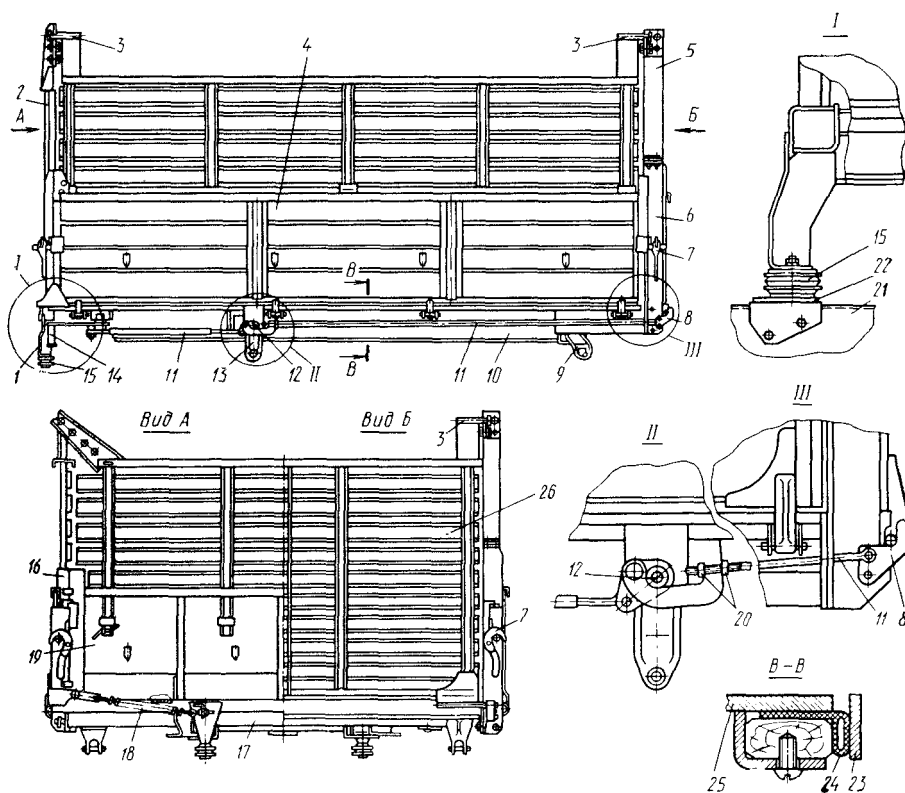


Рис. 13. Платформа автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М

него решетчатого высокого надставного борта 26 основной задний борт 19 снимают.

Для исключения потерь зерна и других грузов на платформе предусмотрены съемные резиновые уплотнения по всему периметру примыкания открывающихся боковых 4 и заднего 6 бортов. На сечении В—В показано примыкание нижней кромки 23 обвязки бокового борта к кромке 25 основания платформы через уплотнительный резиновый профиль 24. Для сохранения грузов, в первую очередь зерна, от выдувания и атмосферных осадков в комплект платформы входит брезентовый (или из другого равноценного материала) тент для укрытия.

### ПОДЪЕМНЫЙ МЕХАНИЗМ

Механизированная разгрузка современных самосвалов осуществляется в результате подъема (наклона) платформы назад или на боковые стороны. На некоторых грузовых автомобилях механизированная разгрузка сыпучих грузов из платформ осуществляется принципиально другими способами [1]. Основные из таких разгружающих устройств:

1) кузов-бункер с наклонным полом; разгрузка осуществляется после открывания бокового борта путем естественного сыпания груза;

2) кузов-бункер с пневморазгрузкой сыпучего или пылевидного груза; компрессорная установка может быть на самом автомобиле или стационарная на пункте разгрузки;

3) платформа с подвижным (конвейерным) полом; груз для разгрузки смещается к заднему или боковому борту;

4) телескопические кузова; сталкивание груза обеспечивается сдвиганием звеньев кузова;

5) платформа с подвижным щитом; от переднего борта к заднему двигается щит, сталкивающий груз; привод щита механический или гидравлический.

Ниже рассматриваются самосвалы с поднимающимися платформами. По способу подъема платформы современные самосвалы разделяют на три принципиально отличные группы.

1. Самопрокидывающиеся самосвалы. Платформа самосвалов наклоняется под действием собственного веса и веса груза. Эти самосвалы конструктивно наиболее просты. Принцип самопрокидывания использовался на первых самосвалах вагонеточного типа. Недостаток этого способа состоит в том, что шасси самосвала в конце наклона платформы воспринимают большие динамические нагрузки. Способ самопрокидывания используется на самосвалах малой и средней грузоподъемности, на специальных короткобазных строительных транспортных машинах — думторах.

2. Полусамосвалы — это главным образом прицепы и полуприцепы, реже автомобили, которые разгружают, наклоняя платформу стационарным краном на месте разгрузки. Полусамосва-

лы используют при массовых перевозках грузов к постоянным пунктам приемки. В этих условиях они рентабельны, так как в их конструкцию не входят сложные и дорогостоящие механизмы для подъема платформы, повышающие массу конструкции. Важным преимуществом полусамосвалов является то, что при разгрузке не происходит потери боковой устойчивости, а недостатком — ограниченная область их использования.

3. Самосвалы с принудительным подъемом платформы. Это самая многочисленная группа современных автомобилей и автопоездов-самосвалов. В конструкции самосвалов предусмотрены механизмы для подъема платформы. Источником энергии для привода подъемного механизма самосвала может служить мускульная сила человека или стационарный источник энергии, расположенный на месте разгрузки самосвала (в большинстве случаев это электрическая сеть, к которой подключается электродвигатель самосвала, реже используется сеть сжатого воздуха); у подавляющего большинства современных самосвалов — собственный двигатель автомобиля или тягача.

Очевидным преимуществом самосвалов последнего типа является механизация процесса разгрузки и возможность разгрузки в любом месте независимо от наличия постороннего источника энергии.

Ручные механизмы для подъема платформы, так же как и самопрокидывающиеся платформы вагонеточного типа, применялись на первых автомобилях-самосвалах до появления подъемных механизмов, приводимых в действие от двигателя автомобиля.

Ручные механизмы позволяют намного облегчить и ускорить процесс разгрузки сыпучих и навалочных грузов (разгрузку производит водитель автомобиля без помощи грузчиков).

В современных конструкциях ручные механизмы для подъема платформы используют на самосвалах малой грузоподъемности, рассчитанных для работы в мелких хозяйствах, где объем перевозок сыпучих и навалочных грузов невелик и чередуется с перевозками штучных и затаренных грузов. Примером конструктивного решения может служить самосвал с зубчато-секторным ручным подъемным механизмом. Усилие от ручной лебедки через две шестерни, расположенные на концах поперечного вала, передается на два зубчатых сектора, которые, выдвигаясь вверх, наклоняют платформу.

Значительно чаще, чем на автомобилях-самосвалах, ручные механизмы применяют на прицепах. Преимуществом таких прицепов, кроме простоты конструкции, является возможность работать с грузовыми автомобилями, не имеющими приводов для подъемных механизмов прицепов.

Кроме механических, применяются гидравлические приводы для подъема платформы с использованием мускульной силы человека. Основные узлы такого привода — ручной масляный насос и гидроцилиндр, воздействующий на платформу.

Самосвалы с полностью механизированным подъемом плат-

формы, для чего используется энергия автомобильного двигателя, имеют в настоящее время наибольшее распространение.

Энергия, необходимая для подъема платформы, передается гидравлическим, пневматическим, электрическим, механическим и комбинированным приводами. На большинстве современных самосвалов применяются гидравлические подъемные механизмы. Привод насоса гидравлических подъемных механизмов осуществляется, как правило, от двигателя автомобиля через коробку отбора мощности. В некоторых случаях для привода насоса на самосвалах большой грузоподъемности используют отдельный (автономный) двигатель.

Применение гидравлических подъемных механизмов позволяет снизить затраты времени на подъем и опускание платформ, повысить надежность и безопасность работы. Вследствие малого износа трущихся деталей срок службы гидравлических подъемных механизмов соответствует сроку службы самосвала, а иногда и превышает его.

В современных конструкциях получали распространение телескопические гидроцилиндры одностороннего действия, устанавливаемые под платформой, шестеренные масляные насосы, агрегированные с коробкой отбора мощности, которую крепят болтами к привалочной поверхности люка коробки передач. Включение в работу гидросистемы обеспечивает кран управления. При подаче масла под давлением к гидроцилиндру звенья начинают выдвигаться и воздействуют на платформу, обеспечивая подъем одного ее края. Для ограничения угла наклона платформы и повышения надежности гидросистемы устанавливают ограничители угла.

Кроме того, на самосвалах некоторых моделей в конструкцию подъемного механизма вводится ряд вспомогательных устройств:

- устройства для ускоренного возврата платформы после разгрузки в транспортное положение;

- устройства для фиксации платформы в транспортном положении;

- пневматический или электрический привод включения и выключения коробки отбора мощности и управления краном гидропривода; порционеры для распределения рабочей жидкости на два или несколько гидроцилиндров в равном количестве;

- устройства для встряхивания платформы, для удаления прилипших остатков груза;

- устройства для блокировки (выключения) рессор при разгрузке для повышения боковой устойчивости автомобиля;

- предохранительные устройства, делающие невозможным включение в работу гидроцилиндра при запертых или неправильно подготовленных шарнирах платформы (у самосвалов с разгрузкой на две или три стороны);

- гидровыводы для подключения гидравлических подъемных механизмов прицепов.

Современные гидравлические системы подъемных механизмов,

несмотря на их общее целевое назначение, имеют существенные различия в конструкции элементов, но могут быть унифицированы. Наиболее существенное отличие конструкций различных гидравлических систем самосвалов заключается в устройстве гидроцилиндра, его креплении и способе передачи усилия от штока гидроцилиндра платформе самосвала.

Гидравлические подъемные механизмы классифицируют по следующим основным признакам:

- числу гидроцилиндров — один или два;
- месту крепления гидроцилиндра — под платформой, перед платформой; с цилиндрами, расположенными с двух сторон платформы (слева и справа; спереди и сзади);
- начальному расположению гидроцилиндров — горизонтально, вертикально, наклонно;

- конструкции гидроцилиндров — простые (поршневые или плунжерные) одностороннего или двустороннего действия; телескопические одностороннего или двустороннего действия;

- системе воздействия на платформу — с качающимися цилиндрами и шарнирным креплением штока к платформе; с качающимися цилиндрами и рычажно-балансирным механизмом; с неподвижными цилиндрами и опорно-роликовой системой;

- конструкции насоса — шестеренного или аксиально-плунжерного типа;

- по взаимосвязи с другими гидравлическими системами — независимые (автономные), объединенные с гидроусилителем;

- по приводу насоса — от коробки отбора мощности, установленной на картере коробки передач; от коробки отбора мощности через карданную передачу; непосредственно от ведомого вала коробки передач; от электродвигателя или от специального (автономного) двигателя внутреннего сгорания.

При проектировании гидравлических подъемных механизмов выбирают принципиальные кинематическую и гидравлическую схемы; рассчитывают действующие усилия (кинематический расчет), мощность, потребляемую при подъеме платформы; выбирают, конструируют и рассчитывают элементы гидравлической системы; унифицируют основные узлы гидравлических подъемных механизмов.

Наиболее важный вопрос — выбор расположения и крепления гидроцилиндра. При расположении гидроцилиндра перед платформой существенно уменьшаются усилия, передаваемые гидроцилиндром на ее детали и детали рамы (надрамника). Кроме того, сосредоточенная нагрузка оказывается приложенной в зоне переднего борта — конструкции, имеющей большую поперечную жесткость, в то время как при расположении гидроцилиндра под платформой сосредоточенная нагрузка приложена к плоскому днищу, что вынуждает усиливать его дополнительными несущими балками. Благоприятное распределение статических нагрузок при расположении гидроцилиндра впереди позволяет снизить массу платформы без изменения ее прочности.

Преимуществами такого расположения гидроцилиндра являются также: доступность для обслуживания; сокращение длины трубопроводов от насоса к гидроцилиндру; сокращение гидравлических потерь в трубопроводах. К недостатку следует отнести: большую длину звеньев гидроцилиндра, что несколько усложняет производство; возможность применения только для разгрузки назад.

Значительно меньшее распространение на современных самосвалах имеют рычажно-балансирные гидравлические подъемные механизмы. В этом случае усилие от гидроцилиндра на платформу передается не непосредственно, как в первых двух схемах, а через систему рычагов. Основным недостатком такого подъемного механизма заложен в его структурной схеме — наличие параллельных осей и разобщенных подшипников затрудняет сборку, вызывает заедания при перекосах конструкции во время работы, повышенные трение и износ подшипников. Кроме того, такое устройство имеет большие трудоемкость и металлоемкость и может быть применено только для разгрузки назад. Преимуществом является то, что рычажная система передачи усилия от гидроцилиндра препятствует скручиванию платформы при разгрузке в том случае, когда груз размещен неравномерно и центр тяжести груза смещен в сторону от продольной оси симметрии. Это весьма существенно, если платформа имеет большую длину и недостаточную собственную жесткость на кручение. При такой схеме гидроцилиндр располагают горизонтально. Это бывает целесообразным по условиям общей компоновки автомобиля-самосвала, например, когда для переднего расположения гидроцилиндра нет места, а расположению его под платформой мешают поперечины рамы, карданный вал, редуктор заднего моста и другие агрегаты шасси.

Наибольшее распространение имеют схемы с качающимся силовым телескопическим гидроцилиндром, расположенным под платформой с шарнирным креплением корпуса с рамой (надрамником), а плунжера — с основанием платформы.

На рис. 14 дан схематический чертеж подъемного механизма автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555. Основными узлами гидропривода являются: коробка отбора мощности, масляный насос, кран управления, масляный бак, трубопроводы и телескопический гидроцилиндр. Картер коробки отбора мощности 1 крепится болтами к привалочной поверхности люка отбора мощности коробки передач с правой стороны. На оси 12, имеющей возможность перемещаться вправо и влево, на двух шариковых подшипниках установлено промежуточное зубчатое колесо 17, которое находится в постоянном зацеплении с колесом 14, расположенным в картере коробки отбора мощности на двух шариковых подшипниках. К картеру коробки отбора мощности болтами крепится шестеренный масляный насос 2.

Ось 16 шестерни масляного насоса через шлицевую втулку 15 и шлицевой валик 13 соединена с колесом 14 коробки отбора мощности. Чтобы привести в действие масляный насос 2, ось 12

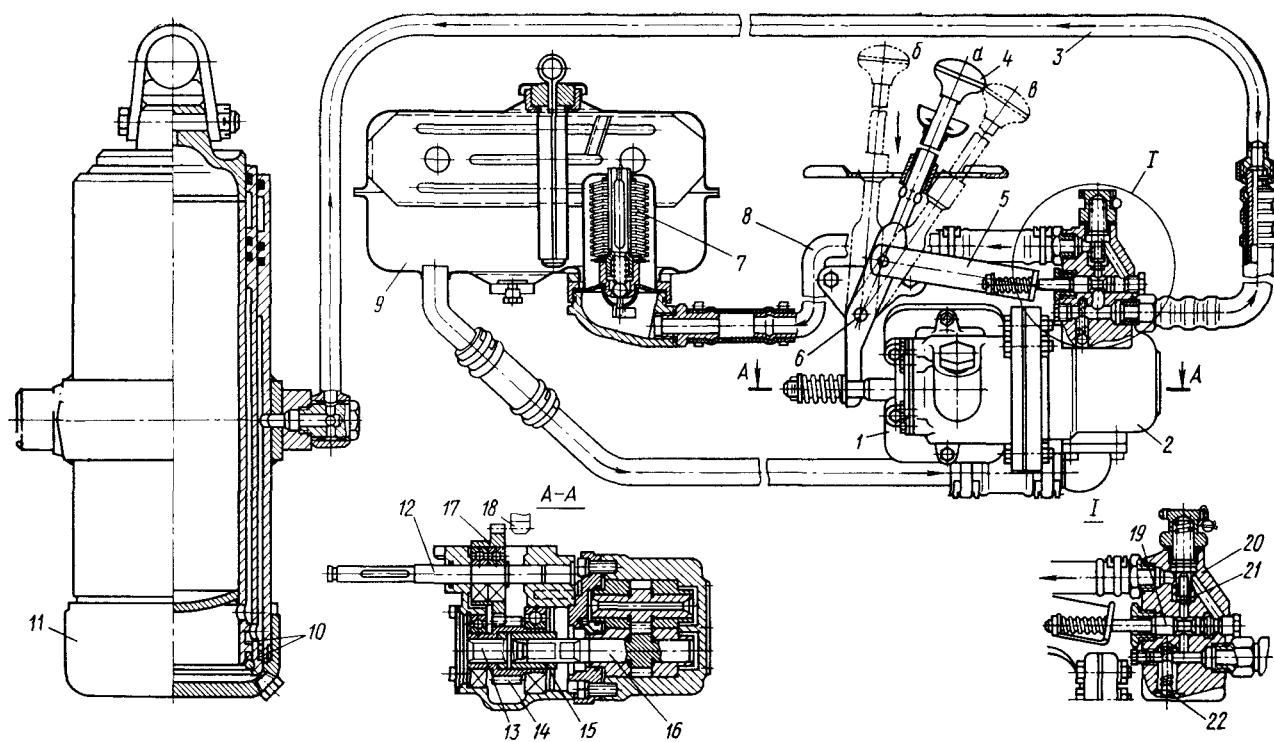


Рис. 14. Гидропривод автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555

перемещается вправо (вперед по ходу автомобиля); при этом насаженное на оси 12 промежуточное зубчатое колесо 17 входит в зацепление с колесом 18 блока зубчатых колес заднего хода коробки передач. Перемещение оси 12 осуществляется переводом рычага 4, качающегося на оси 6, из положения *a* в положение *б*.

Для безударного введения в зацепление зубчатого колеса 17 с колесом 18 при работающем двигателе предварительно нажимают до отказа на педаль сцепления; после включения сцепления масляный насос приходит во вращение и начинает перекачивать масло из масляного бака 9 через обратный клапан 22 по трубопроводу 3 в телескопический цилиндр 11. Звенья 10 телескопического гидроцилиндра под давлением масла начинают выдвигаться и воздействуют на платформу. После полного выдвигания звеньев цилиндра давление масла в гидросистеме поднимается до 12—13 МПа; при этом давлении отжимается шарик 21 предохранительного клапана, и масло начинает перепускаться в бак по трубопроводу 8. Чтобы в системе предельное давление действовало непродолжительно, масляный насос после полного выдвигания звеньев цилиндра должен быть отключен переводом рычага 4 из положения *б* обратно в нейтральное положение *a*.

Для того чтобы опустить платформу, рычаг 4 переводят из положения *a* в положение *в*. При этом через промежуточную скобу 5, шарнирно соединенную с рычагом, происходит перемещение золотника 19 вправо и открывается проход маслу из полости цилиндра по трубопроводу 3 через каналы в корпусе крана управления 20, по трубопроводу 8, через масляный фильтр 7 в масляный бак 9. Выдавливание масла из полости цилиндра в масляный бак происходит под действием усилия, создаваемого пустой опускающей платформой.

Чтобы остановить груженую или пустую платформу в любом промежуточном положении, нужно рычаг 4 установить в положение *a*; при этом золотник 19 крана управления разобщает полость цилиндра с масляным баком, обратный клапан 22 препятствует перепуску масла через гидронасос, а промежуточное зубчатое колесо 17 оказывается выведенным из зацепления с колесом 18 коробки передач; масляный насос не работает.

Конструкции гидроприводов, применяемых на современных автомобилях-прицепах- и полуприцепах-самосвалах, весьма разнообразны, однако все они аналогичны описанному выше гидроприводу по принципу работы и основным узлам.

Подъемный механизм автомобилей ГАЗ-93А и ГАЗ-93Б с разгрузкой назад показан на рис. 15. Отбор мощности осуществляется от коробки передач через специальную шестерню 8 промежуточного вала. Для этого к правому люку коробки передач крепится коробка отбора мощности 7. Гидронасос 1 агрегатирован с коробкой отбора мощности. Управление потоком рабочей жидкости осуществляется гидравлическим краном 2, соединенным трубопроводами с гидроцилиндром 6 поршневого типа, одностороннего одностороннего действия. Рабочую жидкость заливают

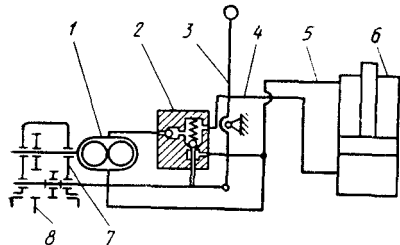


Рис. 15. Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма с гидроцилиндром поршневого типа

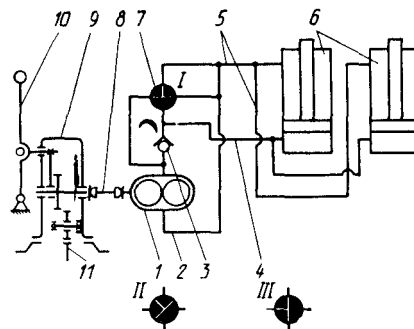


Рис. 16. Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма с двумя гидроцилиндрами поршневого типа автомобиля КрАЗ-256

в штоковую полость гидроцилиндра. Элементы гидросистемы соединены между собой всасывающим 5 и нагнетающим 4 трубопроводами.

Управление механизмом осуществляет водитель рычагом 3 из кабины.

Одноступенчатые, одностороннего действия гидроцилиндры поршневого типа в настоящее время не выпускаются, применялись для самосвала МАЗ-205, насос в этом случае расположен под платформой и приводился во вращение карданной передачей от коробки отбора мощности. В обоих случаях усилие от гидроцилиндра на платформу передается через рычажно-балансировочный механизм, который соединяет шток гидроцилиндра с платформой.

Подъемный механизм самосвалов КрАЗ-256 показан на рис. 16. Отбор мощности осуществляется от шестерни 11 раздаточной коробки через коробку отбора мощности 9, установленную на специальном люке раздаточной коробки. Гидронасос 1 приводится во вращение карданной передачей 8. В нагнетательной магистрали 4 установлен обратный клапан 3. Кран управления 7 имеет три положения: I — нейтраль, II — подъем платформы и III — опускание платформы. Рабочую жидкость заливают в штоковую полость гидроцилиндров 6. В гидросистему входят всасывающий 2, нагнетательный 4 и сливной 5 трубопроводы.

Управление подъемным механизмом осуществляется двумя рычагами, расположенными в кабине водителя: один рычаг служит для переключения крана управления, другой 10 — для включения коробки отбора мощности.

На рис. 17 показано расположение основных агрегатов подъемного механизма автомобиля-самосвала КрАЗ-256. Гидроцилиндры 4 расположены наклонно и качаются на оси 7, закрепленной в надрамнике 9. В опорной головке каждого цилиндра выполнены каналы для подвода рабочей жидкости; один из них

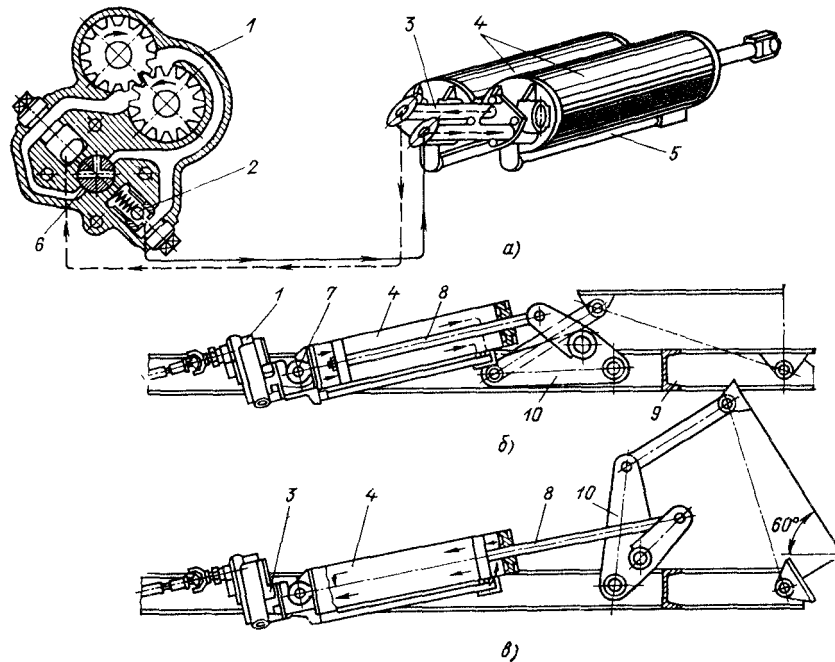


Рис. 17. Основные агрегаты подъемного механизма самосвала КрАЗ-256:  
*a* — распределение масла по цилиндрам (стрелки указывают направление потока масла);  
*б* и *в* — положение цилиндра соответственно в момент начала подъема и начала опускания платформы

соединен с верхней полостью цилиндра, другой — с нижней (трубой 5 и двумя отверстиями в стенке цилиндра). Поршни цилиндров со штоками 8 соединены с рычажным механизмом. К фланцам опорных головок присоединена распределительная головка 3 с каналами для соединения цилиндров и масляного насоса 1, управляемого краном 6 и имеющего перепускной клапан 2.

Рычажный механизм состоит из балансира 10 и рычагов. Штоки 8 присоединены к балансиру шарнирно, а балансир рычагами шарнирно соединен с основанием платформы. Платформа наклоняется только назад, на угол, не превышающий 60°.

Подъемный механизм самосвала МАЗ-525 (рис. 18) состоит из двух телескопических гидроцилиндров 8, спаренных трубопроводами и закрепленных шарнирно одним концом на раме. Штоки цилиндров соединены непосредственно с платформой. Шестеренный насос 4 приводится в действие от коробки отбора мощности через карданную передачу и подает масло через обратный клапан к трехходовому крану 7 управления. Между насосом 4 и краном 7 установлен обратный клапан 6.

Кран управления может иметь три положения: *I* — подъем платформы; *II* — опускание платформы; *III* — остановка платформы в любом положении при подъеме и опускании.

При достижении цилиндрами крайнего верхнего положения в их стенках открываются перепускные окна, масло из цилиндров поступает в бак, и обеспечивается автоматическое прекращение подъема платформы. Масляный бак 1 через перекрывающий кран 2 и фильтр 3 соединен с насосом, который имеет предохранительный клапан 5.

Максимальный угол наклона платформы 65°; для предохранения от запрокидывания и возврата платформа оборудована пружинно-цепным ограничительным устройством.

Автомобили-самосвалы ЗИЛ-ММЗ-554 имеют возможность производить разгрузку на боковые стороны и назад, а также работать с самосвальным прицепом, для чего они снабжены буксирным прибором, гидро-, пневмо- и электровыводами. На рис. 19 представлена принципиальная схема гидравлического подъемного механизма самосвала ЗИЛ-ММЗ-554, который имеет гидробак 1, фильтр с перепускным клапаном 2, сливной трубопровод 3, нагнетательный трубопровод 4, распределитель 5 для управления разгрузкой платформы автомобиля-самосвала и прицепа самосвала, трубопроводы высокого давления 6 и 7, гидроцилиндр 8, запорное устройство 9 для подсоединения гидросистемы прицепа, ограничительный клапан 10 для ограничения угла наклона платформы, рычаг 11 коробки отбора мощности 12, шестерню коробки передач 13, насос 14, всасывающий трубопровод 15.

Самосвалы Камского объединения по производству большегрузных автомобилей имеют подъемные механизмы с дистанционным (кнопочным) управлением. Необходимость дистанционного управления подъемным механизмом обусловлена тем, что автомобили семейства КамАЗ имеют откидывающуюся кабину, это затрудняет применение механиче-

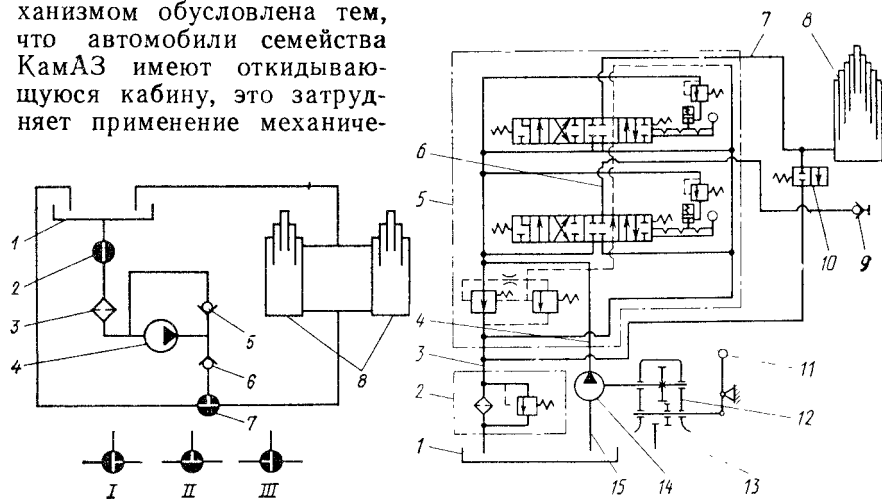


Рис. 18. Принципиальная схема подъемного механизма с двумя телескопическими гидроцилиндрами

Рис. 19. Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма с распределителем

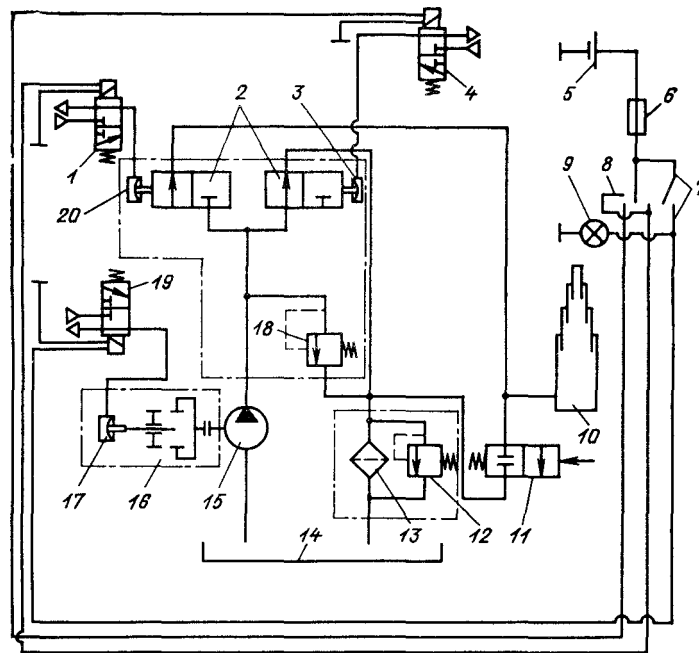


Рис. 20. Принципиальная схема гидравлического подъемного механизма платформы самосвала КамАЗ-5511

ского привода. Кнопочное управление значительно облегчает работу водителя, но при этом усложняется конструкция и снижается надежность.

Гидроцилиндры расположены перед платформой (КамАЗ-5511) или под платформой (КамАЗ-55102). На рис. 20 приведена принципиальная схема гидравлического подъемного механизма автомобиля-самосвала КамАЗ-5511, который состоит из гидроцилиндра 10, расположенного перед платформой, насоса 15, коробки отбора мощности 16, крана управления 2, масляного бака 14 с фильтром 13 и предохранительным клапаном 12, электропневмоклапанов 1, 4 и 19, пневмокамер 3, 17 и 20, клапана ограничения угла подъема платформы 11, выключателя 7 коробки отбора мощности, переключателя подъема-опускания платформы 8, контрольной лампы 9 включения коробки отбора мощности, предохранительного клапана 18 гидросистемы, источника тока 5 (24 В) и предохранителя 6.

Самосвал КамАЗ-55102 кроме унифицированных с самосвалом КамАЗ-5511 узлов имеет запорное устройство, предназначенное для соединения гидросистемы тягача с гидросистемой прицепа, и распределитель, служащий для распределения потока масла между гидроцилиндром тягача и гидроцилиндром, который расположен под платформой.

Схема гидравлического подъемного механизма автомобиля-самосвала МАЗ-503 включает телескопический гидроцилиндр одностороннего действия, расположенный под платформой, перепускной (ограничительный) клапан, масляный бак с фильтром, пневмораспределительный кран, насос НШ-32, коробку отбора мощности. На автомобилях-самосвалах МАЗ-503Б дополнительно устанавливается пневмоцилиндр управления запорами заднего борта.

Гидросистема обеспечивает наклон платформы до предельного угла  $55^\circ$ , опускание, остановку в любом промежуточном положении в процессе подъема и опускания платформы, автоматическое ограничение максимального угла подъема, встряхивание платформы в конце подъема для лучшего ссыпания груза и автоматическое ограничение максимального угла наклона платформы.

Управление механизмом подъема платформы производится из кабины водителя с помощью воздухораспределительного крана. Пневматическое дистанционное управление подъемным механизмом и запорами заднего борта (МАЗ-503Б) облегчает работу водителя и сокращает время разгрузки.

Гидравлические подъемные механизмы самосвалов «Татра-138S1» и «Татра-138S3» (рис. 21) имеют два телескопических гидроцилиндра 6, установленных на опорной плите 7 с предохранительным устройством для ограничения максимального угла наклона платформы. Масляный бак 2 с фильтром соединен с насосом 9, который имеет привод 8 от коробки передач, и через распределительный кран 3, распределительный золотник 4 и распределитель 5 сообщается с гидроцилиндрами. Управление гидравлической системой осуществляется рычагом управления 1 через тяги 10, которые соединены с распределительным золотником и предохранительным устройством.

Подъемные механизмы самосвалов обоих типов совершенно одинаковы, но самосвалы «Татра 138S1» имеют разгрузку только

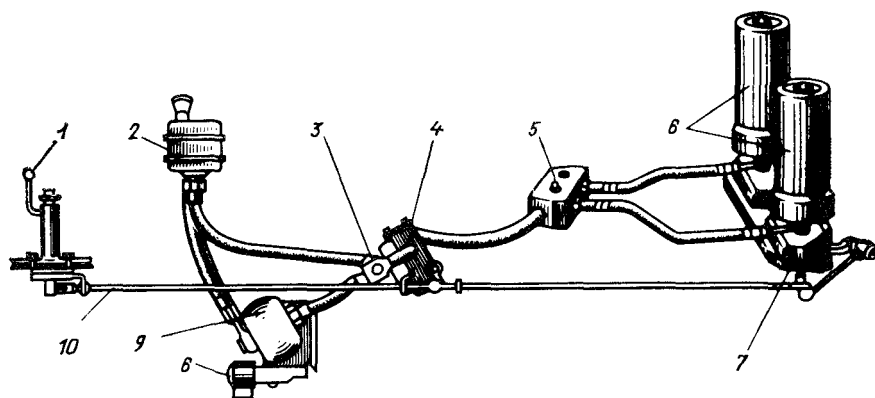


Рис. 21. Схема гидравлического подъемного механизма самосвала «Татра-138»

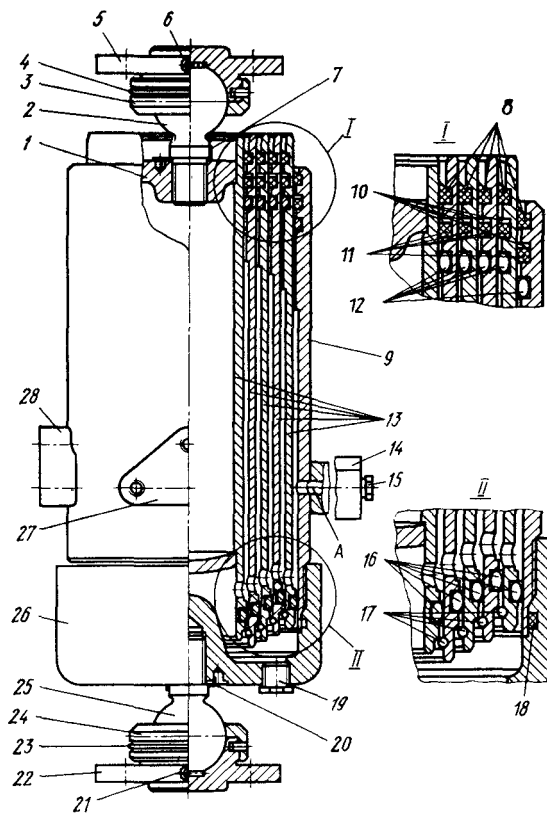


Рис. 22. Буртовый гидроцилиндр

назад, а самосвалы «Татра 138S3» предназначены для разгрузки на три стороны.

**Гидроцилиндр.** На современных автомобилях, а также прицепах и полуприцепах-самосвалах в качестве исполнительного органа в гидроприводе подъема платформы чаще применяют телескопические гидроцилиндры одностороннего действия двух типов: буртовые и безбуртовые, которые отличаются конструкцией уплотнительных и направляющих элементов и технологией изготовления.

*Буртовый гидроцилиндр* автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М с пятью выдвижными звеньями в качестве примера показан на рис. 22. Осевое усилие от звена к звену передается разрезными упорными кольцами 17 круглого сечения.

Ход выдвижных звеньев осуществляется до упора торцовых поверхностей буртов, выполненных на наружных поверхностях звеньев, в соответствующие поверхности буртов, выполненных на внутренних поверхностях корпуса и звеньев. В верхней части кор-

пуса 9 и выдвижных звеньев 13 (кроме звена наименьшего диаметра) установлены верхние чугунные направляющие 12, каждая из которых состоит из трех частей — секторов; резиновые уплотнительные кольца 11 круглого сечения, имеющие стандартизованные размеры; защитные кольца 10 из фторопласта и резиновые грязесъемники 8. В нижней части выдвижных звеньев установлены нижние чугунные направляющие 16, каждая из которых состоит из двух частей (полуколец). Защитные фторопластовые кольца, установленные над уплотнительными кольцами в одной с ними проточке, повышают долговечность уплотнений. Внутренняя полость гидроцилиндра закрыта днищем 26, установленным посредством резьбового соединения и уплотнительного кольца 18 на корпусе 9.

Рабочая жидкость к гидроцилиндру подается через отверстие А, выполненное в штуцере 14 и корпусе 9. При транспортировании и хранении гидроцилиндра отверстие А закрывают пробкой 15.

Для проведения диагностических работ, технического обслуживания, слива отстоя и рабочей жидкости из гидроцилиндра в днище 26 установлена пробка 19. На корпусе 9 установлена бонка 27 для крепления толкателя механизма ограничения угла наклона платформы назад и на боковые стороны и бонка 28 для крепления кулисы механизма предохранения гидроцилиндра от вращения вокруг продольной оси.

Для крепления к надрамнику и платформе гидроцилиндр снабжен шаровыми опорами 22 и 5, закрепленными на шаровых головках 25 и 2 с помощью гаек 24 и 3 со стопорными кольцами 23 и 4. Шаровые головки закреплены в днище 26 и в головке 1 выдвижного звена стопорными кольцами 20 и 7. Для смазывания сферических шарниров гидроцилиндра на шаровых опорах установлены масленки 21 и 6.

Рабочие поверхности выдвижных звеньев, изготовленных из стали 35, обработаны роликовой накаткой, что обеспечивает упрочнение и высокую чистоту поверхности, это позволяет повысить длительность эксплуатации и надежность уплотнительных колец.

*Безбуртовый гидроцилиндр* (самосвал КамАЗ-5511) показан на рис. 23. Отличительной особенностью такого гидроцилиндра является отсутствие выступающих буртов на наружных поверхностях звеньев и на внутренних поверхностях корпуса и звеньев. Отсутствие буртов обусловило и оригинальную, несколько более сложную конструкцию уплотнительных и направляющих элементов.

В корпусе 15 гидроцилиндра размещены выдвижные звенья 16, ход которых при выдвижении ограничивается стопорными кольцами 17, а при движении вниз — стопорными кольцами 12 и днищем 1.

Направляющими для выдвижных звеньев служат латунные полукольца 13 и втулки 20, которые удерживаются стопорными

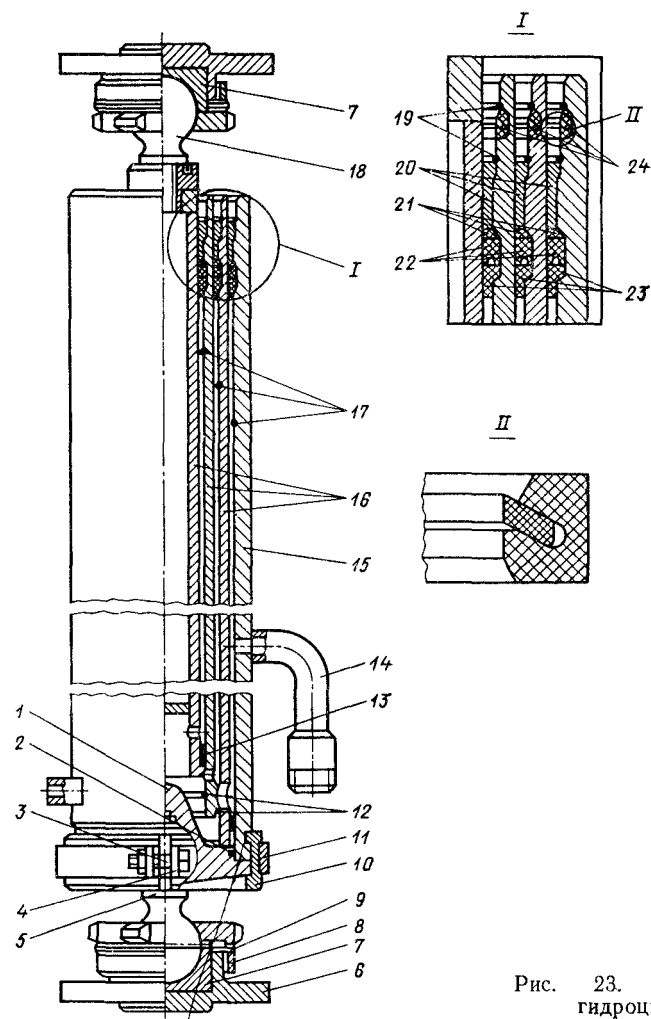


Рис. 23. Безбуртовый гидроцилиндр

кольцами 19. Для увеличения срока службы гидроцилиндра наружные поверхности выдвижных звеньев подвергнуты накатке, покрыты хромом и отполированы. Уплотнение выдвижных звеньев осуществляется резиновыми манжетами 22, находящимися между проставками 23 и защитными кольцами 21. От попадания пыли и грязи извне полость гидроцилиндра защищена грязесъемником 24. Грязесъемник (II, рис. 23) состоит из манжеты и кольца.

Снизу в корпус 15 вставлено днище 1 с уплотнительным кольцом 2, буртик днища соединен с буртиком корпуса полукольцами 10. Полукольца соединены хомутом 11, скрепленным болтом 3 со стопорной шайбой 4,

Гидроцилиндр имеет шаровые головки 18; сферическая часть головки гайкой 8 укреплена в опоре гидроцилиндра 6. Металлические вкладыши 7 обеспечивают работу этого соединения без смазочного материала; гайка крепления шаровой опоры застопорена пружинным кольцом 9; к корпусу гидроцилиндра приварен патрубок 14 с резьбовым концом, к которому крепится шланг высокого давления. На днище 1 укреплена шаровая головка 5.

Гидроцилиндр подъемного механизма самосвалов семейства МАЗ (рис. 24) телескопический. Он состоит из корпуса 21 и выдвижных звеньев 22, 23, 24. Уплотнение выдвижных звеньев осуществляется с помощью резиновых колец 13, 14, 18 круглого сечения, размещенных в канавках направляющих гильз 8, 10, 20, с уплотнительными кольцами 15, 17, 19. От попадания грязи и пыли извне уплотнительные кольца подвижных звеньев защищены резиновыми грязесъемниками 11, 12, 16.

Направление выдвижных звеньев и ограничение их хода достигается с помощью верхних направляющих гильз 8, 10, 20, закрепленных в звеньях стопорными кольцами 6, 7, 9, и направляющих полуколец 26, 27, 28, которые закладываются в канавки в нижней части подвижных звеньев. Наружные поверхности выдвижных звеньев подвергнуты поверхностной закалке, хромированы и отполированы. Внутренняя полость гидроцилиндра закрыта днищем 29, установленным посредством резьбового соединения на корпусе 21. Уплотнение обеспечивается резиновым кольцом 25. Крышка имеет сливную пробку 30. К корпусу 21 приварен хомут с цапфами 31, с помощью которых цилиндр устанавливается и поворачивается в постелях качающейся опоры, которая в свою очередь, может поворачиваться во втулках поперечин рамы, образуя шарнир карданного типа.

Гидроцилиндр имеет верхнюю шаровую опору. Для этого в переходнике 3 выдвижного звена 24 с помощью штифта 2 закреплен шаровый палец 1, который крепится к сферической пяте платформы с помощью гайки 5.

**Насос.** В гидравлических подъемных механизмах отечественных самосвалов применяются шестеренные насосы высокого давления,

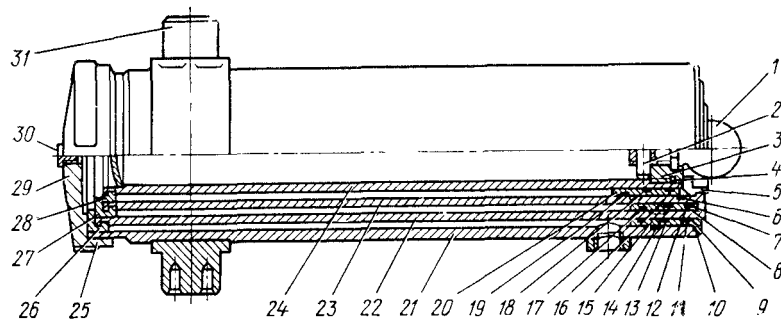


Рис. 24. Гидроцилиндр самосвала МАЗ-503

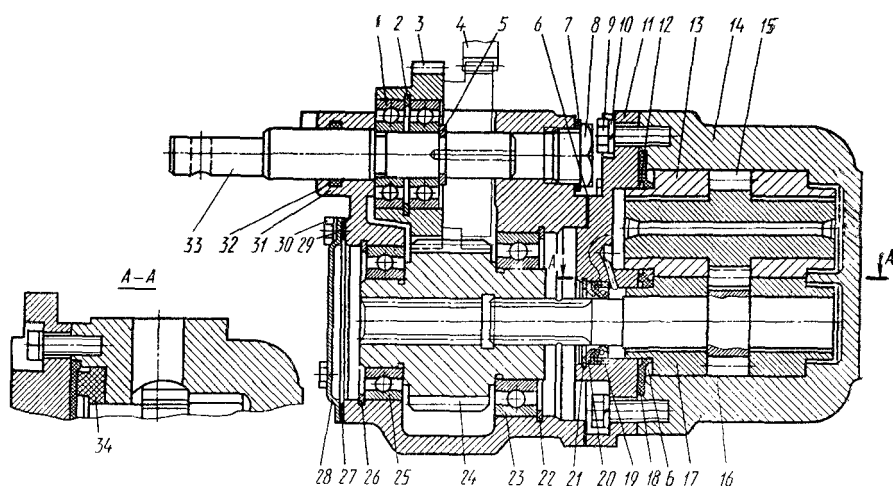


Рис. 25. Насос с коробкой отбора мощности

которые обеспечивают необходимые режимы подъема платформы, наиболее просты и отличаются высокой надежностью в эксплуатации, малыми размерами и массой.

Насос (рис. 25) состоит из корпуса 14, качающего узла, крышки 11 и узла уплотнений. В качающий узел входят шестерня 16, колесо 15, втулки 13 и 17. Для передачи вращения шестерне насоса на ее валу имеются шлицы, которые при установке насоса на коробке отбора мощности входят во внутренние шлицы колеса 24. В узел крышки, кроме алюминиевой крышки, которая служит одновременно для крепления насоса к картеру коробки отбора мощности, входят армированная манжета 19, упорное 20 и стопорное 21 кольца. Крышка крепится болтами 9 с пружинными шайбами 10. В узел уплотнений входят манжета 18, два кольца 12 и специальное уплотнение 34, которое служит для предотвращения утечки рабочей жидкости из полости *Б* на всасывание.

Корпус насоса изготовлен из алюминиевого сплава. На боковых поверхностях корпуса крепятся патрубок всасывающего трубопровода и кран управления, к которому присоединяется трубопровод высокого давления, подающий масло к гидроцилиндру. В корпусе насоса выполнены расточки под зубчатые колеса и втулки. Втулки служат опорами для цапф и уплотнениями торцовых поверхностей зубчатых колес.

Для уменьшения внутренних перетечек масла в насосе применено автоматическое регулирование зазоров по торцам зубчатых колес и бронзовых втулок. Это достигается гидравлическим поджимом втулок со стороны крышки насоса. Автоматическое регулирование зазоров происходит следующим образом: рабочая жидкость из камеры нагнетания поступает в полость *Б* над втул-

ками и стремится поджать подвижные втулки 13, 17 к торцам зубчатых колес — зазор между торцами втулок и зубчатых колес уменьшается. В то же время со стороны зубьев на втулки давит рабочая жидкость. Результирующее усилие, прижимающее втулки к торцам зубчатых колес, незначительно превосходит отжимающее усилие, что сохраняет смазочную пленку.

Благодаря гидравлическому поджиму и высокой точности изготовления деталей качающего узла насос имеет высокую долговечность. Для обеспечения нормальной работы насоса и увеличения срока его службы необходимо проводить при техническом обслуживании очистку рабочей жидкости от продуктов изнашивания и загрязнений.

Поршневые насосы, аксиально-плунжерные и насосы с ручным приводом в настоящее время практически не применяются.

**Коробка отбора мощности.** На рис. 25 показана в разрезе коробка отбора мощности ЗИЛ-ММЗ-554М с установленным на ней насосом. Картер 31 имеет два взаимно перпендикулярных фланца: один для крепления коробки отбора мощности к коробке передач, а другой для установки насоса. Между фланцем коробки отбора мощности и привалочной плоскостью коробки передач, а также между фланцами насоса и коробки установлены прокладки 6 из картона толщиной 0,5 мм ( на рисунке показана только одна прокладка).

В картере 31 коробки на оси 33 на двух шариковых радиальных подшипниках 1 установлено промежуточное зубчатое колесо 3.

Подшипники упираются в буртик оси и удерживаются стопорным кольцом 5, а внутри зубчатого колеса подшипники фиксируются стопорным кольцом 2 для предотвращения взаимного перемещения в паре подшипники — зубчатое колесо. Промежуточное зубчатое колесо постоянно зацеплено с колесом 24, которое вращается в двух шариковых радиальных подшипниках 23 и 25, установленных в картере. От продольных перемещений эти подшипники удерживаются стопорными кольцами 22 и 26; крышкой 28 с прокладкой 27 закрыто технологическое отверстие картера. Крышка крепится болтами 30 с пружинными шайбами 29.

Ось 33 вместе с промежуточным зубчатым колесом 3 может перемещаться. При перемещении вперед (на рисунке вправо) зубчатое колесо 3 входит в зацепление с зубчатым колесом 4 блока зубчатых колес заднего хода коробки передач и передает через колесо 24 крутящий момент шестерне 16 насоса.

Для предотвращения вытекания масла в зазор между осью 33 и картером 31 в проточке установлено резиновое уплотнительное кольцо 32 круглого сечения. С другой стороны картера технологическое отверстие закрыто пробкой 8 с алюминиевой прокладкой 7.

Картер коробки отбора мощности 9 сообщается с картером коробки передач. Детали обеих коробок смазываются разбрызгиванием масла, находящегося в их картерах; отверстие, закры-

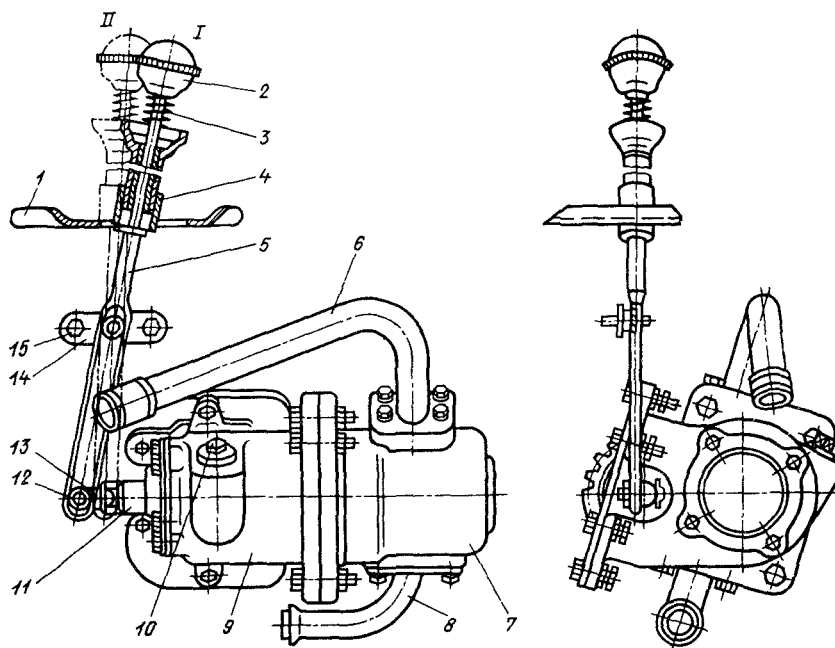


Рис. 26. Механизм управления коробкой отбора мощности

тое пробкой 10 (рис. 26), предназначено для заливания и контроля уровня масла.

Рычаг 5 управления коробкой отбора мощности установлен в кабине справа от рычага коробки передач на кронштейне 14, который крепится двумя болтами 15 к картеру коробки передач. В рабочих положениях рычаг 5 удерживается фиксатором 4, который поджимается пружиной 3. Нижний конец рычага 5 соединен с осью 11 промежуточного колеса при помощи пальца 12 со шплинтом 13.

Для включения коробки отбора мощности фиксатор 4 отжимается вверх и выводится из гнезда ограничителя 1. Затем рукоятку 2 переводят в заднее положение II.

Не допускается включать коробку отбора мощности при включенном сцеплении, так как это может привести к поломке или ускоренному изнашиванию зубчатых колес коробки отбора мощности 9 и насоса 7. После окончания подъема платформы, а при работе с прицепом после окончания подъема платформы автомобиля и прицепа, коробку отбора мощности необходимо выключить при включенном сцеплении. При этом прекратится подача масла из трубопровода 8 в трубопровод 6. Коробка отбора мощности автомобиля-самосвала (рис. 27), установленная в корпусе на подшипниках 9, одноступенчатая с шестеренным насосом 13 укрепена на картере коробки передач с правой стороны. Между

фланцами картеров коробки передач и коробки отбора мощности установлены прокладки, с помощью которых регулируют зацепление зубчатых колес. Поэтому в случае замены прокладок их общая толщина должна быть сохранена.

Шестерня 7 коробки отбора мощности находится в зацеплении с промежуточным зубчатым колесом 14, которое приводится во вращение от промежуточного вала коробки передач. Шестерня закреплена на одном конце оси 8, другой конец которой входит в полость пневмокамеры и через фланцы 2 связан с мембраной 3. Полость пневмокамеры закрыта крышкой 1 с отверстием для подвода воздуха. Мембрана удерживается пружиной 4 в крайнем верхнем положении. Насос отключен.

При поступлении воздуха в пневмокамеру мембрана 3, сжимаемая пружиной 4, выгибается, в результате чего перемещается ось с шестерней 7, которая имеет два зубчатых венца; один постоянно связан с промежуточным зубчатым колесом 14, а другой входит в зацепление с зубчатой полумуфтой 10, установленной в корпусе на подшипниках 9 и передающей через призму 11 и муфту 12 вращение ведущему валу насоса 13. При выпуске воздуха из рабочей полости пневмокамеры пружина выводит шестерню из зацепления с зубчатой полумуфтой, но связь с промежуточным зубчатым колесом не прекращается. От вращения ось 8 шестерни удерживает установочный винт 5, конец которого входит в паз оси.

Коробка отбора мощности самосвала МАЗ-503 (рис. 28) одноступенчатая, крепится к картеру коробки передач с правой стороны. Между фланцами картеров коробки передач и отбора мощности устанавливаются, как и на самосвалах семейства КамАЗ, уплотнительные прокладки, с помощью которых на заводе регулируют зубчатое зацепление. Ведущий вал 12 коробки отбора мощности приводится во вращение от промежуточного вала коробки передач с помощью специально устанавливаемой для этой цели на валу шестерни, находящейся в постоянном зацеплении с промежуточным зубчатым колесом 1 коробки отбора мощности.

При включении коробки отбора мощности с зубчатым колесом 1 вводится в зацепление колесо 3, которое может перемещаться

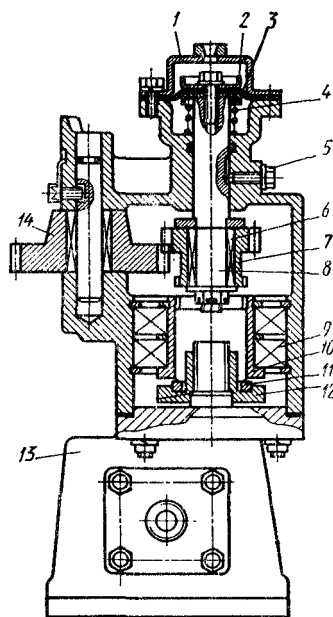


Рис. 27. Коробка отбора мощности с насосом. Управление коробкой отбора мощности — через пневмокамеру

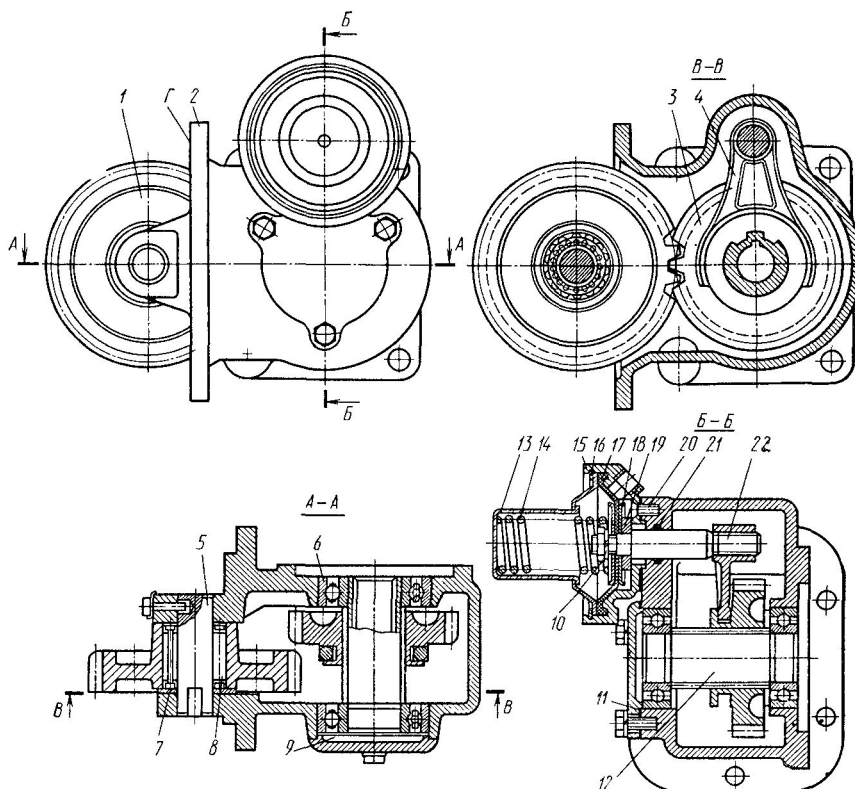


Рис. 28. Коробка отбора мощности с постоянным зацеплением промежуточного зубчатого колеса с колесом коробки передач

по наружным шлицам ведущего вала 12 с помощью вилки 4, жестко связанной со штоком 22. Включение и выключение коробки отбора мощности осуществляется с помощью пневматической рабочей камеры, которая состоит из корпуса 15, закрепленного на картере 2 коробки винтами 20, резиновой самоуплотняющейся мембраны 17, крышки 13, закрепленной в корпусе стопорным кольцом 16, и возвратной пружины 14.

Мембрана 17 закреплена на штоке 22 с помощью двух шайб 18 и гайки 10 и удерживается в крайнем правом положении возвратной пружиной 14. При впуске воздуха в рабочую полость мембрана, сжимая возвратную пружину, перемещает в крайнее левое положение вместе со штоком 22, который с помощью вилки 4 вводит зубчатые колеса 3 и 1 в зацепление. При выпуске воздуха из рабочей полости камеры в атмосферу возвратная пружина 14 перемещает мембрану 17 со штоком 22 вправо и колеса 3 и 1 выходят из зацепления.

Картер 2 коробки отбора мощности имеет фланец, к которому прикреплен насос. Шлицевой конец ведущего вала насоса входит во внутренние шлицы ведущего вала 12 коробки отбора мощности.

**Кран управления.** Кран управления служит для управления потоком рабочей жидкости в гидросистеме подъемного механизма. На рис. 29 представлен кран управления пневмосистемы самосвала КамАЗ-5511. В корпус 1 запрессованы седла 4 и 17 клапанов 18 и 5 и ввернуты гайки 16 и 10, служащие направляющими толкателей 15 и 7. Специальное соединение клапанов с толкателями типа «ласточкин хвост» исключает заклинивание клапанов в седлах в случае несовпадения осей толкателей и седел.

Толкатели с присоединенными на одном конце клапанами другими концами, на которых закреплены мембраны 13 и 6, входят в полости пневмокамер, закрытых крышками 14 и 8. Пружина 12 толкателя 15 удерживает клапан 18 в открытом положении, пружина 9 прижимает клапан 5 к седлу. Толкатели уплотнены

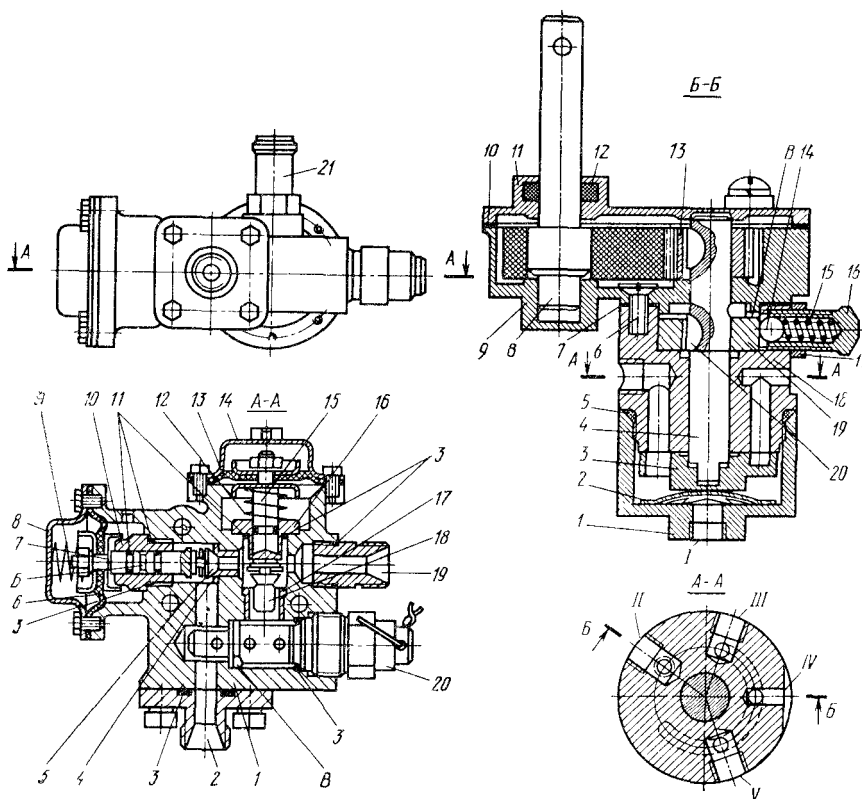


Рис. 29. Кран управления пневмосистемы автомобиля КамАЗ-5511

Рис. 30. Кран управления пневмосистемы автомобиля МАЗ-503Б

резиновыми кольцами 11, а толкатель 7, кроме того, имеет дренажное отверстие Б.

В нейтральном положении масло от насоса по трубопроводам через отверстие штуцера 19 попадает в кран управления и, проходя через открытый клапан 18, направляется на слив через штуцер 21. При подводе воздуха через отверстие в крышке 14 в полость пневмокамеры над мембраной 13 последняя перемещается, сжимая пружину 12, и клапан 18 закрывается. Одновременно воздух через отверстие в корпусе крана управления подводится в полость пневмокамеры под мембрану 6, которая перемещается, сжимая пружину и открывая клапан 5. Масло проходит через клапан 5 и штуцер 2, уплотненный кольцом 3, в полость гидроцилиндра. При выпуске воздуха из полостей пневмокамер пружина 12 перемещает мембрану 13, а пружина 9 возвращает мембрану 6 в первоначальное положение. Клапан 5 закрывается, а клапан 18 открывается. Так как клапан 5 закрыт, то магистраль гидроцилиндра перекрыта, и платформа удерживается в поднятом положении, а масло при работающем насосе идет от него на слив через клапан 18 крана управления.

В случае поступления воздуха только в полость пневмокамеры под мембрану 6 клапан 5 открывается, и масло из полости гидроцилиндра направляется через этот клапан и клапан 18 на слив. В корпус крана управления ввернут предохранительный клапан 20, который при заворачивании буртиком В врезается в корпус крана управления и разъединяет напорную магистраль со сливной.

При перегрузке давление в системе возрастает, и срабатывает предохранительный клапан, перепуская масло в бак. Подъем платформы прекращается до ликвидации перегрузки. Давление срабатывания предохранительного клапана строго отрегулировано на предприятии-изготовителе и изменять его в процессе эксплуатации не рекомендуется.

Для дистанционного управления подъемным механизмом платформы на самосвалах МАЗ-503Б устанавливается пневмораспределительный кран (рис. 30). Кран крепится на усилителе буфера, а рукоятка его выведена в кабину на панель приборов.

Пневмораспределительный кран состоит из корпуса 18, притертого к нему вращающегося плоского золотника 3, поджимаемого к корпусу тарельчатой пружиной 2 и давлением подводимого через отверстие 1 в крышке 1, уплотненной кольцом 5, сжатого воздуха, фиксаторного устройства и редуктора.

Фиксаторное устройство обеспечивает фиксацию золотника во всех рабочих положениях. Оно состоит из диска 19, неподвижно посаженного на штоке 4 с помощью шпонки 20, шарика 14, пружины 15 и корпуса пружины 16, застопоренного гайкой 17.

Редуктор служит для уменьшения угла поворота рукоятки крана и состоит из корпуса 9, закрепленного на корпусе 8 крана через уплотнение 7 винтами 6; шестерни 13, закрепленной на штоке 4 с помощью шпонки; зубчатого сектора с осью в сборе

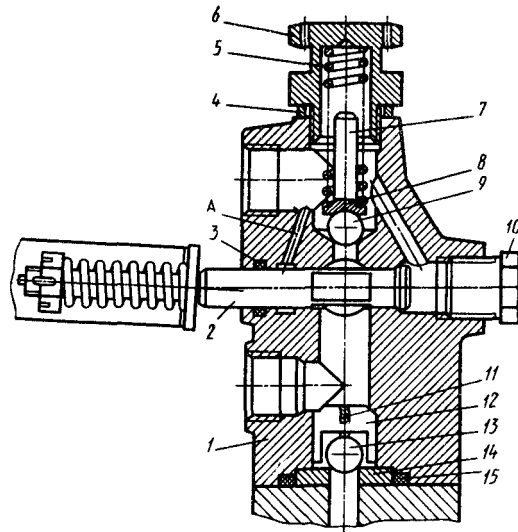


Рис. 31. Кран управления с механическим приводом

8 и крышки 11 с уплотнением 10 и сальником 12. Кран управления самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 (рис. 31) содержит плунжер-золотник 2, предохранительный и обратный клапаны. Предохранительный клапан состоит из пружины 5, шарика 9, толкателя 7, и пробки 6 с уплотнительной алюминиевой шайбой 4. Регулировка производится шайбами 8. В обратный клапан входят шарик 13, нижняя крестовина 12, верхняя крестовина 11 и седло 14 с уплотнительным кольцом 15. Крестовина, шарик и седло обратного клапана вместе с уплотнительным кольцом вкладываются в корпус 1 крана управления при его установке на насос. Для уплотнения плунжера-золотника служит резиновое уплотнительное кольцо 3. Перед кольцом 3 в корпусе крана выполнена кольцевая проточка, сообщенная через дренажный канал А со сливным трубопроводом.

Монтажные и технологические отверстия в корпусе крана управления закрыты двумя пробками 10 с конической резьбой.

**Гидрораспределитель.** Для управления подъемом платформ автомобиля и прицепа могут применяться двухсекционные четырехпозиционные гидрораспределители золотникового типа (рис. 32). Одна секция служит для управления подъемом платформы автомобиля, другая — платформы прицепа.

Гидрораспределитель служит для направления рабочей жидкости от насоса к гидроцилиндру автомобиля или прицепа, для обратного направления потока рабочей жидкости на слив в бак, а также для ограничения давления рабочей жидкости в гидравлической системе подъемного механизма и фиксации платформ автомобиля и прицепа в необходимых положениях (крайних или промежуточных). Распределитель соединен трубопроводами с на-

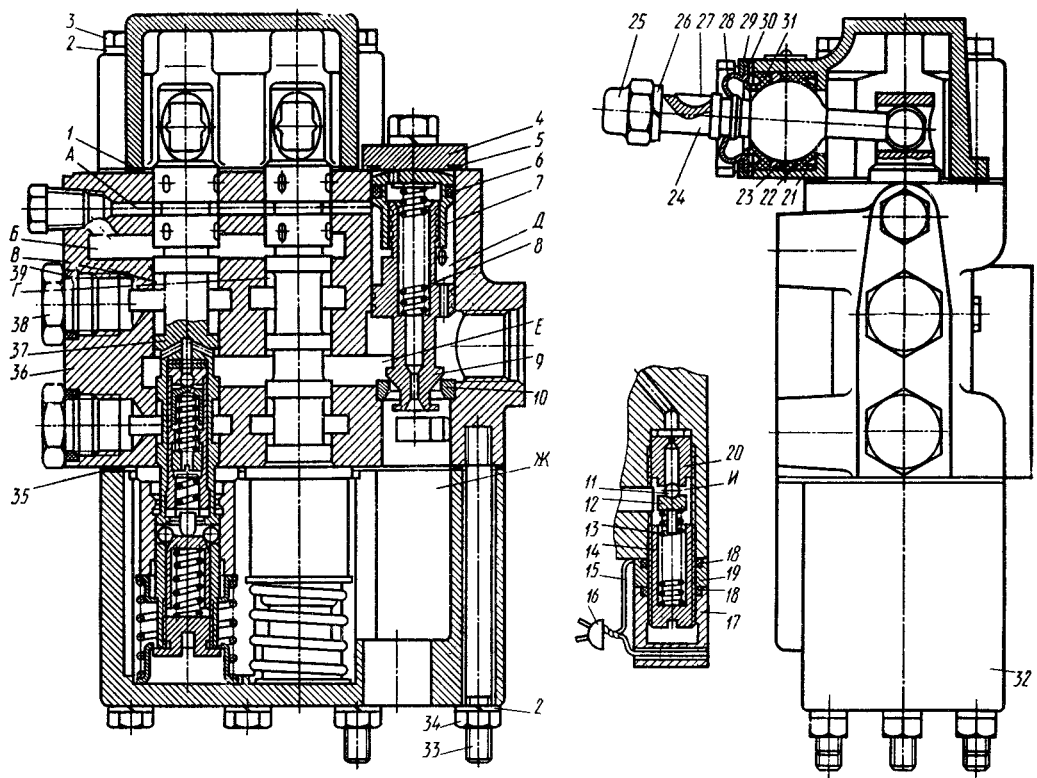


Рис. 32. Гидрораспределитель

сосом, баком, гидроцилиндрами, ограничительным клапаном, а также с трубопроводом гидравлического вывода системы подъемного механизма прицепа.

Основными узлами гидрораспределителя являются корпус 36, верхняя крышка 21, нижняя крышка 32, золотники 37, механизм ручного управления золотниками, перепускной и предохранительный клапаны. В корпусе 36 выполнены расточки, полости и пять сквозных отверстий. В двух вертикальных расточках В и Г размещены золотники 37, при помощи которых распределяются потоки рабочей жидкости. Золотники и их гнезда в корпусе представляют собой прецизионные пары. По диаметру гнезд корпуса классифицированы на 20 размерных групп. На такие же группы разделены и золотники по наружному диаметру. В вертикальной расточке Д размещен перепускной клапан. В нижнюю часть расточки запрессовано гнездо этого клапана. В вертикальной расточке В размещен предохранительный клапан 20. Расточки В и Д соединены между собой каналом.

Канал диаметром 8 мм, изолированный от напорной и сливной полостей корпуса, соединяет верхнюю и нижнюю крышки гидрораспределителя. Он служит для уравнивания давлений в крышках гидрораспределителя и предотвращения односторонних нагрузок на торцы золотника. Таким образом, крышки гидрораспределителя являются гидравлически взаимосвязанными полостями, находящимися под давлением, равным давлению в сливной магистрали.

По мере загрязнения фильтра бака давление в сливной магистрали увеличивается до 0,3...0,5 МПа, что соответствует давлению срабатывания перепускного клапана. Импульс давления, возникший в полости нижней крышки 32, по соединительному каналу передается в полость верхней крышки 21 гидрораспределителя. Таким образом сохраняется осевая уравновешенность золотников, и их фиксация не нарушается.

Кроме вертикальных расточек, в корпусе гидрораспределителя выполнены горизонтальные каналы, соединяющие вертикальные каналы и полости. Эти каналы закрыты пробками 38 с уплотнительными кольцами 39. Горизонтальные полости Е и А, соединяющие все три вертикальных канала Д, Б и Г, имеют резьбовые выходы на поверхность корпуса, в которые ввернуты угольники с наконечниками трубопроводов высокого давления.

Золотники представляют собой цилиндрические плунжеры из легированной стали и имеют проушину для соединения с рычагом 24, шесть рабочих поясков, шесть шеек и хвостов. В теле золотника размещаются устройства для его фиксации и автоматического возврата. Каждый золотник управляет одним гидроцилиндром автомобиля- или прицепа-самосвала при помощи рукояток управления, выведенных в кабину водителя.

Перепускной клапан гидрораспределителя состоит из клапана 9, имеющего направляющий хвостовик, цилиндрическую часть (поршень) с жиклерным отверстием диаметром 2,5 мм и запор-

ную коническую часть; направляющей втулки 7; пружины 8; гнезда 10 клапана; уплотнительных резиновых колец 6 и упора 4 с уплотнением 5. Перепускной клапан и его направляющая — это еще одна прецизионная пара гидрораспределителя.

Параллельно перепускному клапану включен предохранительный клапан, образующий совместно с ним предохранительное устройство гидрораспределителя. Клапан состоит из шарика 11, направляющей 12, пружины 13, регулировочного винта 14, уплотнительных колец 18, гайки 19 и предохранительного колпачка 17, запломбированного пломбой 16 с проволокой 15. При повышении давления шарик отходит от своего гнезда, поступает в бак, предохраняя гидравлическую систему от перегрузок.

Верхняя крышка 21 гидрораспределителя крепится к корпусу болтами 3 с пружинными шайбами 2. В каждом из двух приливов крышки размещены рычаг 24 механизма ручного управления золотниками, резиновое уплотнительное кольцо 23 и пластмассовые верхнее 31 и нижнее 32 кольца. Отверстия в приливах крышки закрыты фланцами 29 и уплотнены резиновыми гофрированными пыльниками 28. Зазор между сферой рычага и кольцами 31 и 22 регулируют стальными прокладками 30.

Рукоятки механизма ручного управления надевают на хвостовики рычагов 24 с шпонками 27 и закрывают колпачковыми гайками 25 с пружинными шайбами 26. Сферические концы рычагов введены в зацепление с проушинами золотников гидрораспределителя. Нижняя крышка 32 гидрораспределителя является приемником сливающейся жидкости и опорой для пружин золотника. Она надета на шпильки 33, ввернутые в корпус гидрораспределителя, и закреплена гайками 34 с пружинными шайбами 2. Между корпусом гидрораспределителя и крышками установлены паронитовые прокладки 1 и 35.

Работа гидрораспределителя осуществляется следующим образом. Каждый рычаг управления, соединенный с золотником, может быть установлен в одно из четырех положений (рис. 33). В положении II («Нейтральное положение») рукоятки гидроусилителя золотник пояском перекрывает полость *E* (см. рис. 32), из которой рабочая жидкость подается к гидроцилиндру, а полости *B* и *A* через каналы сообщаются с гидролинией слива. В перепускном клапане давление в полости *E* выше, чем в полостях *B* и *A*, перепускной клапан поднимается и сообщает полость *A* с полостью *Ж*,

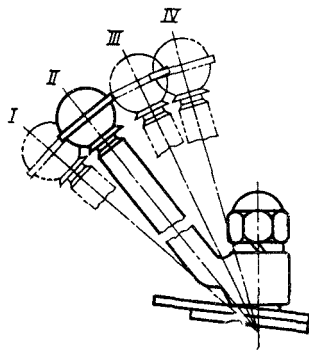


Рис. 33. Схема положения рукояток распределителя:

*I* — подъем платформы; *II* — нейтральное положение; *III* — опускание платформы при выключенном насосе; *IV* — опускание платформы при включенном насосе

соединенной с баком. Полость гидроцилиндра заперта, и платформа автомобиля удерживается в заданном положении (крайнем или промежуточном).

В положении *I* («Подъем платформы») золотник своими поясками разобщает полость *A* с полостью слива, и жидкость, проходя через жиклерное отверстие в перепускном клапане, выравнивает давление в полостях *D* и *E*; перепускной клапан опускается и разобщает полости *E* и *Ж*, после чего открывает доступ жидкости из полости *E* в гидроцилиндр.

В положении *IV* («Опускание платформы») гидроцилиндр соединен через гидрораспределитель с баком, и телескопические звенья гидроцилиндра под действием веса платформы вдвигаются в корпус гидроцилиндра. Положение *III* может быть использовано для опускания платформы при выключенном насосе.

**Ограничительный клапан.** Для подъема платформы, имеющей разгрузку на три стороны, необходимо, чтобы при разгрузке назад и на боковые стороны звенья гидроцилиндра выдвигались на различную длину. Ограничительный клапан (рис. 34) предназначен для ограничения хода выдвигаемых звеньев гидроцилиндра. Так, например, при разгрузке назад звенья гидроцилиндра автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-4504 выдвигаются на 1005 мм, а при разгрузке на боковые стороны — на 971 мм.

Клапан состоит из корпуса 7, в котором имеются два канала для установки штока 3, и шарика 8. Шарик прижимается к гнезду опорой 9 под действием пружины 10, которая удерживается пробкой 12, ввернутой в корпус клапана. Толкатель удерживается в корпусе пробкой 4. Для предотвращения вытекания жидкости из-под пробок 4 и 12 они уплотнены алюминиевыми прокладками 6 и 11, а в сопряжении толкателя с пробкой — резиновым уплотнительным кольцом 5.

Соединение с напорными трубопроводами гидравлической системы осуществляется через два резьбовых отверстия *B* и *B* в корпусе, соединенных каналами соответственно с полостями шарикового клапана и толкателя. В отверстие *B* ввертывается штуцер, который накидной гайкой соединяется с напорным трубопроводом, а в отверстие *B* ввертывается штуцер, эластичным рукавом соединяемый со сливным трубопроводом. Уплотнением резьбового соединения штуцеров с корпусом являются алюминиевые прокладки. В шток 3 ввернут регулировочный болт 1, который фиксируется в необходимом положении гайкой 2.

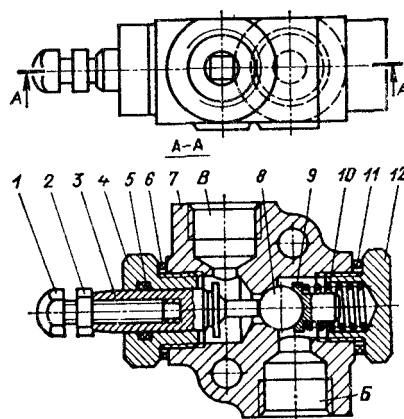


Рис. 34. Ограничительный клапан

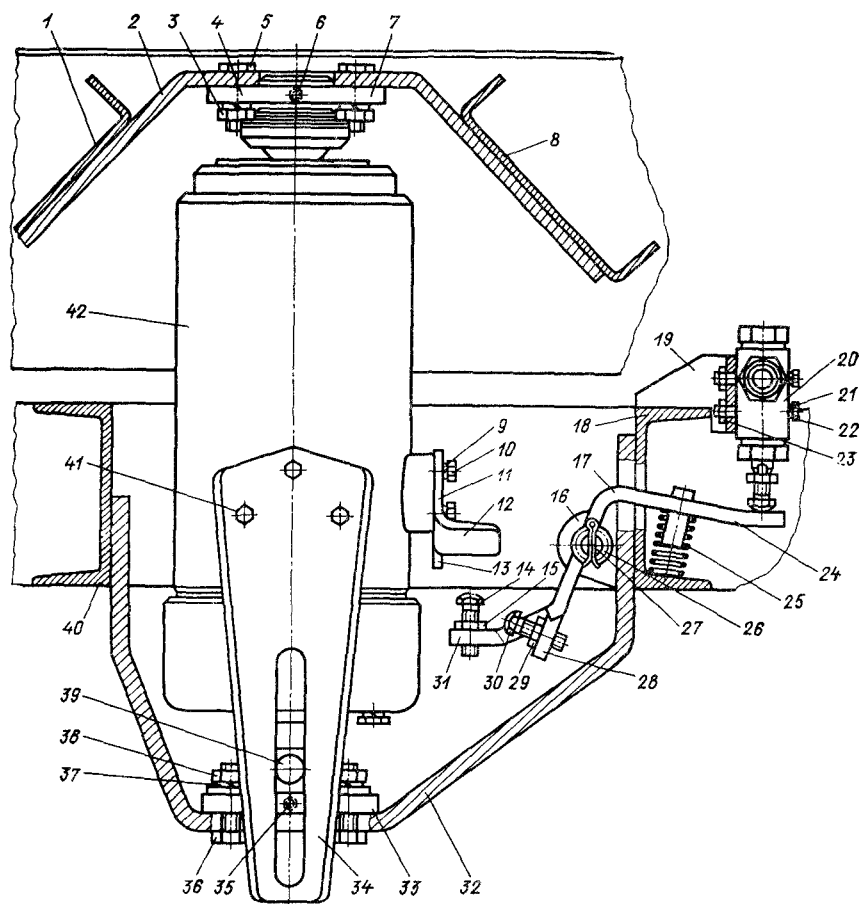


Рис. 35. Установка гидроцилиндра и ограничительного клапана

На рис. 35 показана установка гидроцилиндра и ограничительного клапана. Нижняя шаровая опора 33 гидроцилиндра 42 крепится к нижнему кронштейну 32, приваренному к средним поперечным балкам 40 и 18 надрамника. Верхняя шаровая опора 7 крепится к верхнему кронштейну 2, приваренному к поперечным балкам 1 и 8 основания платформы. Для удобства сборки и разборки головки болтов приварены к верхнему кронштейну.

Кулиса 34 механизма предохранения гидроцилиндра от вращения вокруг собственной продольной оси крепится тремя болтами 41 с пружинными шайбами к корпусу гидроцилиндра. Механизм, кроме кулисы, включает в себя ограничитель, состоящий из пластины, закрепленной двумя гайками 38 с пружинными шай-

бами 37 на нижней шаровой опоре, и приваренного к ней цилиндрического стержня 39. Стержень входит в паз, выполненный в кулисе.

В другой бонке гидроцилиндра тремя болтами 10 с пружинными шайбами 9 крепится толкатель 11 механизма ограничения угла наклона платформы назад и на боковые стороны, снабженный центральной 13 и двумя боковыми 12 пятами. Механизм, кроме толкателя, включает в себя рычаг 17, пружину 25 и ограничительный клапан 20. Рычаг 17 шарнирно установлен на двух кронштейнах 16, закрепленных на средней поперечной балке 18 надрамника. Рычаг состоит из двух плечей, приваренных к втулке 26, насаженной на ось 27. Правое плечо 24 рычага пружиной 25 прижато к регулировочному болту ограничительного клапана. Левая часть рычага имеет три плеча — два крайних 31 и центральное 28. На концах крайних и центрального плеч установлены с возможностью регулировки два болта 14 и болт 30 с гайками 15 и 29, предназначенными для фиксации болтов в необходимом положении. Для смазывания шаровых опор гидроцилиндра предназначены масленки 6 и 35.

Ограничительный клапан 20 двумя болтами 22 с пружинными шайбами 21 и гайками 23 закреплен на кронштейне 19, приваренном к средней поперечной балке 18 надрамника. Для удобства разборки и сборки гайки приварены к кронштейну.

Работа ограничительного клапана осуществляется следующим образом. При предельном наклоне гидроцилиндра назад (разгрузка назад) центральная пята 13 толкателя 11 нажимает на головку регулировочного болта 30, при этом происходит поворот рычага против часовой стрелки относительно оси 26 его вращения. В свою очередь, правое плечо 24 рычага нажимает на регулировочный болт ограничительного клапана 20. Соединенный с регулировочным болтом шток 3 (см. рис. 34) отжимает от седла шарик 8, сжимая через опору 9 пружину 10. Так как рабочая жидкость в полости шарикового клапана находится под давлением, при котором происходит подъем платформы, а полость штока соединена со сливным трубопроводом, то при отжатии полости сообщаются, и рабочая жидкость из полости шарикового клапана перетекает в полость толкателя, откуда поступает в сливной трубопровод.

Подача рабочей жидкости прекращается, и она, минуя гидроцилиндр, через ограничительный клапан попадает в сливной трубопровод и по нему стекает в бак. Подъем платформы прекращается, а вследствие понижения давления в гидросистеме платформа начинает медленно опускаться. При этом происходит поворот гидроцилиндра с толкателем в обратную сторону. Под действием пружины 10 шарик 8 садится в свое седло, а толкатель 3 с регулировочным болтом 1 и рычагом возвращаются в исходное положение. В результате слив жидкости прекращается, и она снова начинает поступать в гидроцилиндр. Таким образом происходит встряхивание платформы до прекращения подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр.

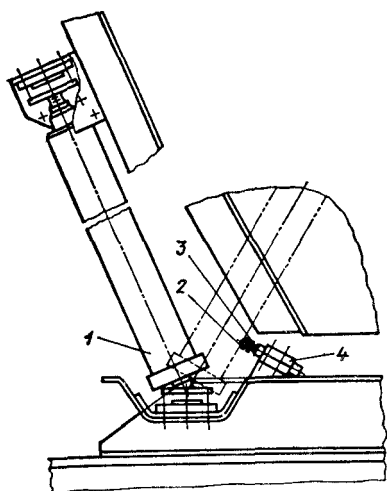


Рис. 36. Установка гидроцилиндра и ограничительного клапана при расположении гидроцилиндра перед платформой

При наклоне гидроцилиндра на одну из боковых сторон, например на левую, левая боковая пята 12 толкателя 11 нажимает на головку регулировочного болта 14, при этом происходит поворот рычага против часовой стрелки относительно осей его вращения.

Работа механизма при наклоне гидроцилиндра на правую сторону осуществляется аналогичным образом.

На рис. 36 показана установка гидроцилиндра 1, расположенного перед платформой, и клапана 4 ограничения угла наклона платформы. Максимальный угол наклона платформы регулируют винтом 2 с контргайкой 3.

#### Бак для рабочей жидкости.

Бак (рис. 37) предназначен для питания гидропровода рабочей жидкостью, удаления из нее пузырьков воздуха, обеспечения температурой компенсации изменения объема рабочей жидкости и ее фильтрации. Бак соединен с насосом, всасывающим 11 и сливным 4 трубопроводами. Корпус 1 бака — штампованный из листовой стали. Нижняя и верхняя половины бака сварены. Могут применяться резервуары цилиндрической формы. На верхней части бака размещена заливная горловина с фильтром 8 и крышкой 6 с указателем 7 уровня масла, который имеет отметки: В — верхний уровень и Н — нижний уровень. К верхней стенке бака приварена пластина, к которой болтами крепится патрубок 4 сливного трубопровода с фильтром 3 тонкой очистки. Для предохранения от пыли в крышке за-

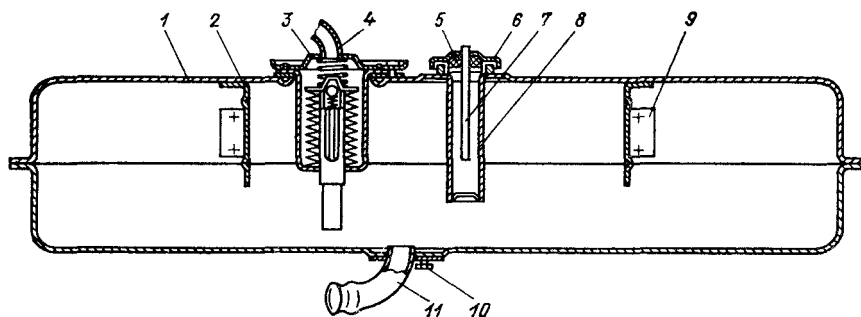


Рис. 37. Бак для рабочей жидкости

ливной горловины имеется волосяной воздушный фильтр 5 (сапун). Для уменьшения взбалтывания и вспенивания рабочей жидкости в баке установлены перегородки 2 и 9.

К выштамповке дна корпуса приварена бобышка с отверстием для слива отстоя рабочей жидкости из бака. Сливное отверстие закрыто пробкой 10 с конической резьбой. К днищу приварен патрубок всасывающего трубопровода 11.

Сливаемая рабочая жидкость через патрубок 4 поступает в фильтр 3 и из него в бак. В корпусе 10 (рис. 38)

фильтра находится трубка 9 с перепускным клапаном. На трубку надеты чечевицеобразные фильтрующие элементы 11, которые поджимаются пружиной 2 к проставке 8. В крышку 1 вварен патрубок сливного трубопровода. При засорении фильтра давление в магистрали повышается, шарик 6 перепускного клапана опускается, сжав пружину 7 клапана, и рабочая жидкость проходит в бак, минуя фильтрующие элементы. Перепускной клапан отрегулирован на давление 0,3...0,5 МПа. Под крышку фильтра подложено резиновое уплотнительное кольцо 3, а под буртик корпуса — резиновая прокладка 4. Корпус фильтра крепят к баку (пластине 5) болтами 12 с гайками 13. В некоторых конструкциях гидросистем, например на самосвалах «ИФА-50», фильтр устанавливают между баком и насосом, он имеет фильтрующую сетку и магнитную вставку.

При эксплуатации необходимо следить за уровнем рабочей жидкости в баке, чистотой рабочей жидкости, а также герметичностью соединений трубопроводов, особенно всасывающих, так как подсос воздуха ведет к пенообразованию и нарушению режима работы насоса. При наличии пены насос не создает необходимого давления, что является одной из причин медленного подъема платформы или полного отказа в работе гидросистемы.

**Запорная и разрывная муфты.** Запорная муфта (рис. 39) уста-

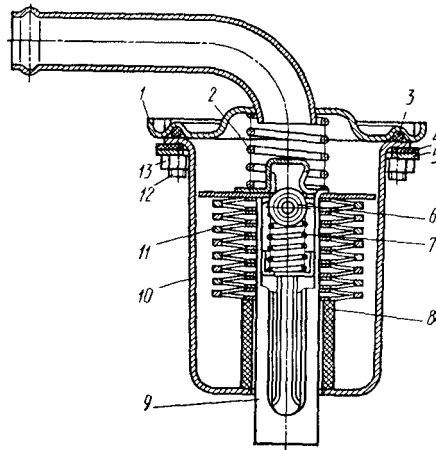


Рис. 38. Фильтр

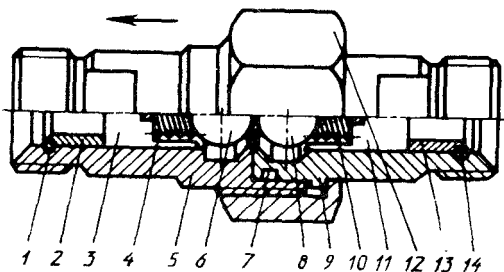


Рис. 39. Запорная муфта

новлена на конце напорного трубопровода, служащего выводом для соединения с гидравлической системой подъемного механизма прицепа-самосвала. Муфта предотвращает вытекание рабочей жидкости из трубопроводов и рукавов при разъединении гидросистем прицепа и автомобиля. Запорная муфта состоит из двух обратных шариковых клапанов, соединенных гайкой 12.

Левый обратный клапан (стрелкой на рис. 39 показано направление движения) запорной муфты состоит из корпуса 5, крестовины 3, стопорного кольца 1, пружины 4 и шарика 6 и устанавливается на напорном трубопроводе автомобиля. Правый обратный клапан запорной муфты состоит из корпуса 9, крестовины 11, стопорного кольца 14, пружины 10 и шарика 8 и устанавливается на соединительном рукаве прицепа. Для предотвращения подтекания рабочей жидкости из запорной муфты в корпусе 9 установлено уплотнительное кольцо 7. Для защиты трубопроводов от попадания в них пружин и шариков при поломке пружины в корпусах установлены втулки 2 и 13.

При заворачивании гайки 12 шарики 6 и 8 отжимаются от гнезд, и рабочая жидкость свободно проходит через опорную муфту. При разъединении запорной муфты шарики под действием пружин садятся в свои гнезда и запирают выходные отверстия.

Разрывная муфта предназначена для предохранения шлангов

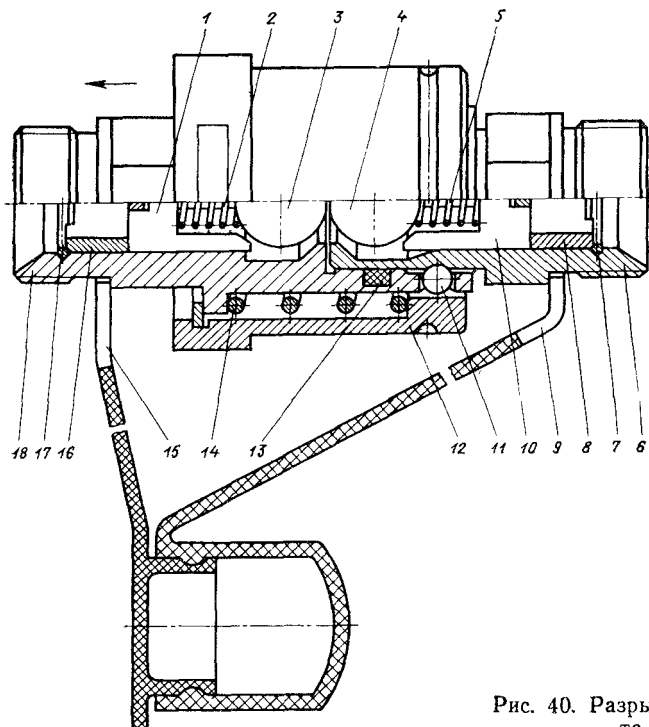


Рис. 40. Разрывная муфта

от разрушения при случайных рывках (отсоединение прицепа) и ускоренного присоединения шланга гидросистемы прицепа-самосвала к напорному трубопроводу гидросистемы автомобиля-самосвала, а также ускоренного, без применения инструмента, отсоединения шланга без утечек рабочей жидкости и может быть установлена вместо запорной. Разрывная муфта состоит из двух полумуфт — левой и правой, соединенных между собой шариковым фиксатором.

Левая полумуфта 18 (стрелкой на рис. 40 показано направление движения) запорной втулкой 12 (жестко закреплена на автомобиле-самосвале) соединена со шлангом напорного трубопровода. Правая полумуфта 6 соединена со шлангом напорного трубопровода прицепа-самосвала. В корпусах полумуфт размещены обратные шариковые клапаны, по конструкции аналогичные обратным клапанам запорной муфты. В корпусе 18 левой полумуфты расположены шарики 11, являющиеся фиксатором. В рабочем положении муфты шарики размещены в кольцевой канавке корпуса 6 правой полумуфты и удерживаются запорной втулкой 12. Пружина 14, находящаяся между буртами корпуса 18 и запорной втулки 12, препятствует разъединению полумуфт. Шарики 3 и 4 отжаты, пружины 2 и 5 сжаты, что обеспечивает проход рабочей жидкости. Пружины 2 и 5 упираются в шарики и в скобы 1 и 10, которые, в свою очередь, через втулки 8 и 16 упираются в стопорные кольца 7 и 17. Между корпусом 18 и корпусом 6 имеется прокладка 13.

В случае рывка шланга (при отсоединении прицепа-самосвала), присоединенного к корпусу 6 правой полумуфты, обе полумуфты смещаются вправо, сжимая пружину 14 до тех пор, пока шарики 11 не выйдут из запорной втулки 12, после чего обе полумуфты разъединятся, а шарики 3 и 4 прижимаются к гнездам корпусов 18 и 6.

При отсоединении муфты отверстие необходимо закрывать транспортными заглушками 15 и 9.

**Электропневмоклапан.** Электропневмоклапан (рис. 41) состоит из корпуса 3, крышки 1 корпуса, электромагнита 4, штока 5, пружин 6, клапанов 8, штуцеров 2 и прокладок 7 и 9.

Воздух из ресивера подводится к выводу А и заполняет полость в крышке клапана. При включении электромагнита 4 шток 5, выдвигаясь, прижимает верхний клапан 8 к седлу корпуса 3. При этом нижний клапан 8

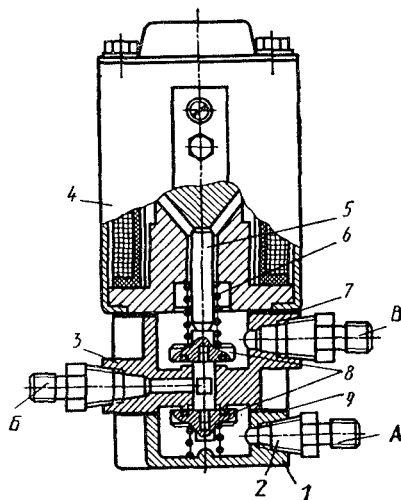


Рис. 41. Электропневмоклапан

отходит от седла, и воздух из полости в крышке клапана через канал в корпусе и вывод *Б* поступает к пневматическим исполнительным камерам, установленным на коробке отбора мощности или кране управления. При включении электромагнита нижний клапан поджимается пружиной к седлу корпуса, а верхний — отходит от седла. Воздух из пневмокамеры выходит в атмосферу через вывод *В*.

### НАДРАМНИК

При использовании шасси бортового грузового автомобиля для самосвалов раму усиливают дополнительной промежуточной рамой — надрамником. Надрамник самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 (рис. 42) сварен дуговой электросваркой и состоит из продольных балок *1*, выполненных из швеллера, поперечных балок *2*, кронштейнов *3* для крепления брызговиков, продольных балок *5* и кронштейнов *4* для крепления гидроцилиндра, втулок *6* для шарнирного соединения с платформой. Надрамник с рамой соединяется болтами.

Необходимость усиления рамы надрамником объясняется следующими причинами. Строительные самосвалы работают в более тяжелых дорожных условиях, чем бортовые грузовые автомобили. Рама самосвала подвергается большему динамическим нагрузкам, больше скручивается. Рама самосвала, как указывалось выше, укорачивается в задней части, вследствие чего основная нагрузка от платформы с грузом воспринимается рамой на участке между кабиной и задним мостом. На некоторых моделях самосвалов эту часть рамы кроме установки надрамника еще усиливают внутренними вставками в лонжероны. Существенно снижает напряжение в средней части рамы уменьшение базы самосвала.

Платформа на самосвалах крепится к надрамнику шарнирно; в большинстве конструкций самосвалов с разгрузкой назад передний конец в транспортном положении не фиксируется. При движении самосвала по неровным дорогам нередки случаи, когда под воздействием вертикальных ускорений платформа отделяется, а затем падает на надрамник. При этом рама испытывает ударные нагрузки. В этом случае надрамник не только усиливает раму, но и выполняет роль буфера.

Платформа в транспортном положении опи-

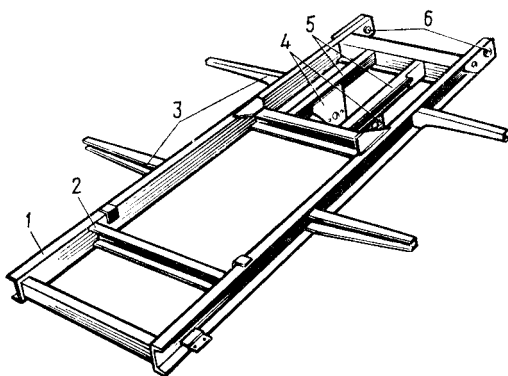


Рис. 42. Надрамник самосвала ЗИЛ-ММЗ-555

рается на надрамник обычно в четырех или шести точках, создавая сосредоточенную нагрузку. В начале подъема нагрузка от платформы с грузом сосредоточена в зоне крепления гидроцилиндра.

Надрамник более равномерно распределяет эту нагрузку по длине лонжеронов. Между надрамником и рамой часто кладут деревянный брус, прокладку из твердой резины или полимерного материала. Прокладка способствует равномерному распределению нагрузки по длине надрамника, смягчает удар при подкидывании платформы.

К особенностям работы рамы автомобиля-самосвала относится отрыв платформы от одного из лонжеронов при кручении рамы; тогда вся нагрузка воспринимается одним противоположным лонжероном. Чтобы этого не происходило, платформы следовало бы выполнять возможно менее жесткими, однако это противоречит основным требованиям, предъявляемым к ним: большая прочность при погрузке и жесткость, необходимая для обеспечения боковой устойчивости при разгрузке. Установка надрамника увеличивает относительную жесткость рамы и снижает вероятность отрыва платформы от одного из лонжеронов.

Надрамник является базовым элементом для крепления платформы, гидроцилиндра, бака для рабочей жидкости, трубопроводов и пр. Непосредственно на раме не могут быть предусмотрены места для крепления агрегатов самосвальной установки без полного нарушения унификации рамы самосвала и рамы бортового грузового автомобиля.

## ТИПЫ САМОСВАЛОВ

Массовый объем перевозок насыпных и навалочных грузов, имеющих различные свойства, определяет необходимость создания ряда специальных конструкций самосвалов для перевозки определенной категории грузов в заданных условиях.

Самосвалы могут быть классифицированы по семи основным признакам:

1) основному назначению — строительные, сельскохозяйственные, карьерные, узкоспециализированные (бетоновозы, минераловозы и др.);

2) грузоподъемности — малой (до 2 т), средней (2...6 т), большой (7...14 т), особо большой (большегрузные), (свыше 14 т);

3) типу подвижного состава — автомобиль-самосвал (одиночный без прицепа), самосвальный автопоезд (самосвал-тягач с одним или двумя прицепами-самосвалами), прицеп-самосвал, полуприцеп-самосвал;

4) соответствию требованиям эксплуатации на автомобильных дорогах (дорожные ограничения) — приспособленные для эксплуатации по всем видам автомобильных дорог или ограничен-

ного использования (только для дорог, допускающих нагрузку на мост не более 100 кН);

5) проходимости — внедорожные большегрузные (типа БелАЗ), дорожные (колесная формула  $4 \times 2$  или  $6 \times 4$ ), повышенной проходимости (колесная формула  $4 \times 4$ ,  $6 \times 6$  и др.);

6) способу разгрузки платформы — односторонняя назад, односторонняя на боковую сторону, двусторонняя на боковые стороны, трехсторонняя назад и на боковые стороны;

7) приспособленности для работы с прицепом — одиночный самосвал (не приспособлен для работы с прицепом), самосвал-тягач (имеет все необходимые устройства и соответствующую мощность двигателя для работы с прицепом).

По совокупности свойств, определяющих основные эксплуатационные качества, самосвалы, получившие наибольшее распространение у нас в стране, могут быть разделены также на семь групп.

**Группа I.** Строительные самосвалы средней грузоподъемности (4...6 т) с разгрузкой кузова назад рассчитаны для одиночной работы (без прицепа). В нашей стране самосвалы этой группы наиболее многочисленны (ЗИЛ-ММЗ-555, ЗИЛ-ММЗ-4502, ЗИЛ-ММЗ-4505, ГАЗ-53А; технические характеристики приведены в прил. 1).

Весовые параметры этих самосвалов позволяют эксплуатировать их на автомобильных дорогах любой категории.

Основные грузы, для перевозки которых предназначаются самосвалы группы I, — это грунт, песок, глина, щебень, гравий, асфальт, бетон, строительные растворы, строительный мусор и др.

Транспортные свойства груза (плотность, структура, сыпучесть, текучесть) обуславливают требования в первую очередь к конструкции платформы самосвала. Важнейшим параметром является объем платформы. Статистика показывает, что основные строительные грузы имеют плотность 1,4...1,6 т/м<sup>3</sup> (см. табл. 1). Исходя из этого для рассматриваемых самосвалов оптимальное соотношение грузоподъемности и объема платформы 1,4...1,6 т/м<sup>3</sup>. Например, самосвал ЗИЛ-ММЗ-4505 при грузоподъемности 6 т имеет внутренний геометрический объем платформы 3,8 м<sup>3</sup> ( $6 : 3,8 = 1,58$  т/м<sup>3</sup>).

Важным требованием к конструкции платформы строительного самосвала является герметичность — исключение потерь при перевозках легкосыпучих и полужидких грузов. Этому требованию в большой степени отвечает платформа с односторонней разгрузкой назад, с одним открывающимся задним бортом. Такой способ разгрузки необходим во многих случаях эксплуатации строительного самосвала, например при проведении планировочных работ или вывозе мусора на свалку, когда разгрузка ведется «в отвал». Для самосвалов рассматриваемой группы этот способ также достаточен. Самосвалы не рассчитаны для работы с прицепом — в большинстве случаев работа на стесненных строительных площадках не позволяет маневрировать автопоездам.

Экскаваторная погрузка таких жестких грузов, как камень, смерзшийся грунт, строительный мусор вызывает большие сосредоточенные ударные нагрузки на детали платформы. Это предъявляет повышенные требования к прочности платформы.

Во избежание повреждения кабины грузом, срывающимся с ковша экскаватора, на переднем борту платформы укрепляют козырек, защищающий заднюю стенку и окно кабины.

Удельную мощность двигателя (отношение мощности двигателя к полной массе самосвала) для строительных самосвалов выбирают в пределах 7...9 кВт/т.

Стремлением повысить маневренность самосвала объясняется применение для самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555, ЗИЛ-ММЗ-4502, ЗИЛ-ММЗ-45021 короткобазного (база 3300 мм) шасси ЗИЛ-130Д1, тогда как бортовой грузовой автомобиль имеет базу 3800 мм.

Многолетняя эксплуатация выявила и недостаток короткобазных самосвалов — неустойчивость на скользких дорогах. При неумелом или неосторожном вождении самосвала на больших скоростях отмечены случаи заноса самосвала. Это вынудило конструкторов на строительном самосвале последней модели ЗИЛ-ММЗ-4505 применить шасси ЗИЛ-130Б2 с базой 3800 мм.

Статистика показывает, что, как правило, длина одной ездки для строительных самосвалов в среднем составляет 10...30 км, а иногда, например при проведении планировочных работ, несколько сот метров. В таких условиях водителю в течение смены приходится часто входить и выходить из кабины. Наиболее удобные условия для входа и выхода из кабины обеспечивает компоновка автомобиля по схеме кабина за двигателем.

В эксплуатации строительных самосвалов отмечаются частые случаи перегрузки сверх установленной нормы. Это объясняется большим разбросом значений плотности перевозимых грузов и общепринятым приблизительным учетом количества груза не по массе, а по объему.

Поэтому возникают дополнительные требования к надежности и простоте обслуживания самосвалов.

**Группа II.** Строительные самосвалы средней грузоподъемности (5...6 т), рассчитанные для систематической работы с прицепом-самосвалом (в составе автопоезда). К этой группе относится, например, самосвал ЗИЛ-ММЗ-4501 с прицепом-самосвалом ГКБ-818Б.

По нагрузочным параметрам самосвалы рассчитаны для эксплуатации на автомобильных дорогах всех категорий, но в отличие от группы I эти самосвалы не предназначены для работы на грунтовых дорогах, так как работа с прицепом в сложных дорожных условиях затруднена. Основное назначение этих самосвальных автопоездов — массовые перевозки по установившимся маршрутам на строительные объекты нерудных материалов с причалов, железнодорожных баз, из карьеров, в основном в больших городах.

Характерными особенностями эксплуатации являются относительно хорошие дороги, без крутых подъемов и спусков; специально подготовленные пункты отправления и приемки грузов, обеспечивающие сквозное движение автомобильного транспорта без дополнительного маневрирования. Преобладают относительно большие расстояния перевозок (15...25 км). Погрузка чаще осуществляется стационарными погрузочными средствами: тракторами, бункерами, экскаваторами. Перегрузки наблюдаются реже, чем у самосвалов группы I, что объясняется длительными перевозками одинаковых грузов. Основные грузы те же, что и для самосвалов группы I, за исключением полужидких грузов (бетон, растворы). Поэтому повышенных требований к уплотнению кузова не предъявляется.

Обязательным требованием для автопоезда является возможность разгрузки на боковые стороны. Автомобиль-самосвал, как правило, имеет разгрузку на три стороны, а прицеп — на две боковые.

Для работы с прицепом на самосвале-тягаче должен быть установлен более мощный двигатель, его мощность, отнесенная к полной массе автопоезда, должна составлять не менее 6 кВт/т.

Для обеспечения работы с прицепом-самосвалом на самосвале-тягаче устанавливается ряд дополнительных агрегатов: двойной тормозной кран; пневмовывод для подключения привода тормозов прицепа; электровывод для подключения приборов световой сигнализации; гидравлический кран-распределитель для управления опрокидывающим устройством кузова как тягача, так и прицепа; гидровывод для подключения гидропривода опрокидывающего устройства прицепа.

Установка более мощного двигателя, дополнительных агрегатов, кузова, имеющего разгрузку на две или три стороны, увеличивает себестоимость самосвала-тягача по сравнению с одиночным самосвалом.

**Группа III.** Сельскохозяйственные самосвалы, рассчитанные для систематической работы с прицепом-самосвалом в составе автопоезда (колесная формула 4×2 или 6×4).

К этой группе относятся самосвалы: ЗИЛ-ММЗ-554М с прицепом ГҚБ-819; ЗИЛ-ММЗ-4504 с прицепом ГҚБ-8529; ГАЗ-САЗ-4509 с прицепом ГҚБ-8536; КамАЗ-55102 с прицепом ГҚБ-8527.

Автотранспортные перевозки в сельском хозяйстве по дорожным условиям и расстоянию можно разделить на две группы. Первая группа — это перевозки на дальние расстояния (вывоз зерна на элеваторы, подвоз удобрений со складов или заводов, поездки в город, например, за строительными материалами и другими грузами). В связи с относительно дальними рейсами и движением только по автомобильным дорогам для таких перевозок экономически целесообразно использовать автопоезда с одним или двумя прицепами. Вторая группа — это внутрихозяйственные перевозки на сравнительно короткие расстояния и часто в сложных дорожных условиях: движение по грунтовым дорогам, полю, лу-

говине, мелким бродам, легким деревянным мостам; маневрирование на внутривладельческих площадках, токах, внутри складов. В этих условиях могут эксплуатироваться только одиночные самосвалы без прицепа. Перевозки на дальние расстояния и внутривладельческие чередуются в течение сезона.

По условиям проходимости, нагрузочным параметрам, распределению нагрузки по мостам требования, предъявляемые к самосвалам этой группы и самосвалам группы I, аналогичны.

По приспособленности к перевозке самых различных грузов (сельскохозяйственные продукты, удобрения, строительные материалы, бытовые товары, оборудование, затаренные и штучные грузы) к самосвалам этой группы предъявляются наиболее универсальные требования. Эти самосвалы часто используют как бортовые грузовые автомобили, например для перевозки скота и птицы.

Разнообразие грузов обуславливает и самые разные способы погрузки: шнеками из бункеров уборочных машин, транспортерами, сенокосилками, экскаваторами, кранами. Очень часто применяется ручной способ погрузки и разгрузки.

Разнообразие грузов, условий погрузки и разгрузки определяет требования к конструкции платформы сельскохозяйственного самосвала. Платформа имеет прямоугольную форму с тремя открывающимися бортами (боковые и задний). Борты открываются на нижних шарнирах, что уменьшает подсыпание груза под колеса.

Широкий ассортимент перевозимых грузов, в частности сыпучих, плотностью от 2...3 т/м<sup>3</sup> (строительные) до 0,4...0,5 т/м<sup>3</sup> (трава, силос) вынуждает выпускать платформы сельскохозяйственных самосвалов с комплектами надставных бортов (табл. 2).

Важнейшее требование к платформе сельскохозяйственного самосвала надежное уплотнение, исключающее потери зерна через зазоры в притворах бортов. Это обеспечивается установкой съемных резиновых уплотнителей.

2. Соотношение грузоподъемности и объема платформы

Комплектность платформы	Основные грузы	Отношение грузоподъемности к объему кузова, т/м <sup>3</sup>
Основная без надставных бортов	Строительные, минеральные удобрения, иавоз перепревший, соль и др.	1
Со сплошными надставными бортами	Зерно	0,8
С высокими надставными бортами	Измельченная трава, силос, кукуруза в початках и др.	0,4

Для предохранения зерна от выдувания при перевозках, а также для защиты грузов от атмосферных осадков в комплект самосвала входит тент для укрытия.

Как и для самосвала группы II, обязательным требованием является возможность разгрузки платформы на боковые стороны, что обеспечивает работу с прицепом. Автомобили-самосвалы выпускают как с трехсторонней, так и с двусторонней разгрузкой платформы. Прицепы-самосвалы, как правило, имеют двустороннюю разгрузку.

Относительная мощность двигателя при работе в составе автопоезда должна быть не менее 6 кВт/т.

На самосвалах-тягачах устанавливают дополнительные агрегаты, обеспечивающие работу с прицепом (аналогично самосвалам группы II).

**Группа IV.** Сельскохозяйственные самосвалы повышенной проходимости (колесная формула 4×4 и 6×6), рассчитанные для систематической работы с прицепом-самосвалом (в составе автопоезда); к этой группе относятся: КАЗ-4540 с прицепом ГКБ-8535 и Урал-5557 с прицепом ГКБ-8551.

Эти автопоезда-самосвалы предназначены в основном для внутрихозяйственных перевозок. Высокая проходимость обеспечивает надежную работу по бездорожью в весенний и осенний периоды. Однако использование шасси со всеми ведущими колесами существенно увеличивает себестоимость производства и обслуживания самосвала. Такие самосвалы имеют значительно большую собственную массу.

Требования к конструкциям платформ этих самосвалов те же, что и для группы III.

**Группа V.** Строительные самосвалы большой грузоподъемности рассчитаны для одиночной работы (без прицепа); колесная формула 4×2 и 6×4. Из находящихся в эксплуатации самосвалов к этой группе относятся: МАЗ-205, МАЗ-503А, МАЗ-5549, МАЗ-5551, КрАЗ-222, КрАЗ-256, КрАЗ-256Б, КрАЗ-6505.

Основное применение — массовые перевозки насыпных и навалочных грузов на крупных строительных объектах и на карьерных разработках. Из-за большой полной массы и осевых нагрузок могут производить перевозки по автомобильным дорогам, допускающим осевую нагрузку более 100 кН на ось.

Большую часть времени эти самосвалы эксплуатируются вне автомобильных дорог в сложных условиях: крутые подъемы и спуски в карьерах; движение по грунту при планировке строительных площадок и т. д. Много времени они работают на промежуточных передачах и передаче заднего хода. Преобладают перевозки на короткие расстояния.

Погрузка в основном производится экскаваторами с объемом ковша до 3 м<sup>3</sup>. При сбрасывании в платформу самосвала таких тяжелых грузов, как камень, скальные породы, мерзлая земля и т. п. возникают большие ударные нагрузки на днище и борта платформы. Возможны перегрузки в результате большого раз-

броса плотности перевозимых грузов. Особо тяжелые условия эксплуатации предъявляют повышенные требования к прочности шасси и самосвальной установки.

**Группа VI.** Строительные автопоезда-самосвалы большой грузоподъемности. В нашей стране самосвалы-тягачи для таких автопоездов выпускаются на базе грузовых автомобилей семейств МАЗ и КрАЗ.

Используют большегрузные самосвальные автопоезда при организации массовых стабильных перевозок насыпных и навалочных грузов по установившимся маршрутам в городах и пригородах. Специально подготовленные пункты отправки и приемки грузов обеспечивают прямоточное движение автопоездов. Маршруты прокладываются по дорогам и городским улицам, допускающим осевые нагрузки свыше 100 кН. Преобладают сравнительно большие (для самосвалов) расстояния перевозок — 15... 20 км. Платформа как тягача, так и прицепа должна иметь возможность разгрузки на боковые стороны.

**Группа VII.** По принятой классификации к этой группе относятся карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. К ним относятся: МАЗ-525, БелАЗ-540, БелАЗ-540А, БелАЗ-548А, БелАЗ-549, БелАЗ-7519, БелАЗ-752. Они не предназначены для движения по автомобильным дорогам и поэтому на них не распространяются весовые и габаритные ограничения. Их эксплуатируют по бездорожью или на специально подготовленных трактах при длительных перевозках по одному маршруту. Конструкции таких самосвалов существенно отличаются от конструкции дорожных самосвалов всех групп (в данной книге не рассматриваются).

## КОМПОНОВКА АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ

Перед конструктором, разрабатывающим новую модель автомобиля-самосвала, стоят следующие основные задачи:

1) в наибольшей степени удовлетворить требованиям основного заказчика. Для этого конструктор должен знать реальные условия эксплуатации автомобилей-самосвалов в народном хозяйстве;

2) обеспечить высокий технический уровень вновь создаваемой модели с учетом перспектив развития данной отрасли машиностроения; иметь информацию о лучших автомобилях-самосвалах; изучить патентную информацию, что позволит представить себе направление конструкторской мысли в этой области;

3) способствовать возможности постановки на производство новой модели в короткие сроки с наименьшими затратами. Для этого необходимо возможно шире применять стандартизированные, нормализованные и уже выпускаемые для других изделий узлы и детали;

4) учитывать технологические возможности завода, на котором организуется производство новой модели автомобиля-самосвала. Обеспечить возможность изготовления узлов и деталей с наименьшими затратами труда и материальных ресурсов (требования технологичности). Однако в экономически оправданных случаях необходимо вводить новые прогрессивные технологические процессы.

Из этих общих положений необходимо исходить уже на первых стадиях проектирования: разработки технического задания и компоновки автомобиля-самосвала.

Компоновка является первоочередным и важнейшим этапом конструкторской разработки. В процессе компоновки определяются все основные параметры технической характеристики самосвала.

Основными исходными данными для проведения компоновки являются:

модель грузового автомобиля, на базе которого должен быть создан автомобиль-самосвал (кроме случаев, когда автомобиль-самосвал создают как базовую модель);

основное назначение автомобиля-самосвала;

годовой объем производства данной модели.

Конструкторские работы на этапе компоновки автомобиля-самосвала имеют обычно такую последовательность:

выбор и обоснование принципиальной схемы самосвала;

эскизная разработка основных агрегатов; подбор стандартных и заимствованных узлов и агрегатов;

размещение, расчет и прочерчивание механизмов в различных положениях при кинематическом взаимодействии;

прочностной расчет основных деталей и узлов, воспринимающих статические и динамические нагрузки;

определение весовых параметров.

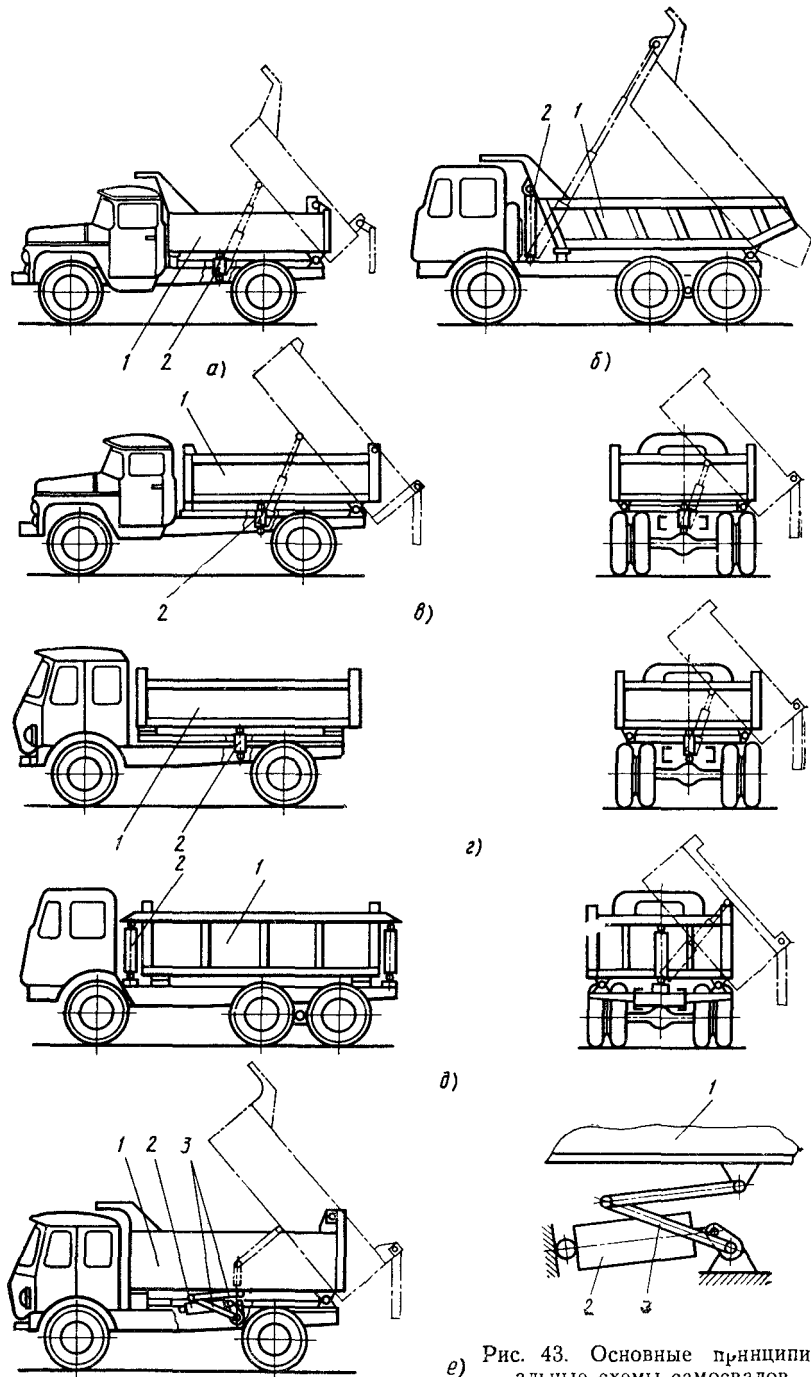
Практически, перечисленные работы ведутся параллельно группой конструкторов.

Конструкция самосвальной установки в решающей степени зависит от выбранной компоновочной схемы.

На рис. 43 показаны шесть наиболее распространенных принципиальных схем самосвалов с гидравлическим подъемным механизмом. Отличие схем состоит в направлении разгрузки платформы, размещении основного исполнительного органа — гидроцилиндра, устройстве подъемного механизма.

Наибольшее распространение имеют самосвальные установки, выполненные по схеме, показанной на рис. 43, *а*. Платформа 1 разгружается на одну сторону — назад; гидроцилиндр 2 расположен под платформой и передает усилие непосредственно на ее основание. По этой схеме выполнены самосвальные установки автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555, ЗИЛ-ММЗ-4502, МАЗ-503А и др.

Самосвал, выполненный по схеме, приведенной на рис. 43, *б*, имеет также разгрузку платформы 1 назад, но гидроцилиндр 2 размещен между кабиной и платформой и воздействует на перед-



е) Рис. 43. Основные принципиальные схемы самосвалов

ний ее борт. Такая схема применяется на самосвалах, имеющих шасси с расположением кабины над двигателем и привод только на задние колеса ( $4 \times 2$  и  $6 \times 4$ ). При компоновке таких самосвалов для обеспечения рационального распределения полной нагрузки по мостам приходится существенно смещать центр тяжести платформы назад. При этом неизбежно образуется зазор между кабиной и платформой, в котором легко может быть размещен гидроцилиндр. Такое расположение гидроцилиндра имеет ряд преимуществ:

- исключение сосредоточенной нагрузки на несущую систему платформы, что позволяет снизить массу (металлоемкость) платформы;

- уменьшение усилия на гидроцилиндре (позволяет при заданном давлении рабочей жидкости уменьшить диаметр гидроцилиндра);

- сокращение числа выдвижных звеньев в гидроцилиндре и соответственно числа уплотнительных узлов;

- облегчение доступа к гидроцилиндру при обслуживании.

По такой схеме выполнены самосвальная установка КамАЗ-5511, КрАЗ-6505.

Следует подчеркнуть, что при переднем расположении гидроцилиндра может быть обеспечена только односторонняя разгрузка платформы назад.

На рис. 43, *в* показана самосвальная установка для разгрузки платформы на три стороны, гидроцилиндр 2 расположен под платформой 1. Эта самосвальная установка обеспечивает наибольшую универсальность автомобиля-самосвала: он может работать как тягач с прицепом-самосвалом (разгрузка на боковую сторону), так и одиночно (разгрузка назад и на боковую сторону). По такой схеме выполняются все сельскохозяйственные самосвалы, в частности ЗИЛ-ММЗ-554М, ЗИЛ-ММЗ-4504, КАЗ-4540. На этих самосвалах платформа имеет прямоугольную форму и три открывающихся борта (два боковых и задний).

Самосвальная установка, показанная на рис. 43, *г*, имеет разгрузку платформы только на две боковые стороны (направо и налево), гидроцилиндр расположен под платформой. Такая схема применяется на автомобилях-самосвалах, предназначенных для систематической работы с прицепом-самосвалом. Отсутствие разгрузки назад ограничивает эксплуатационные возможности автомобиля-самосвала при его работе без прицепа. Такая схема имеет и свои преимущества: более простая конструкция платформы с жестким (не открывающимся) задним бортом, унифицированным с передним бортом, менее металлоемка и трудоемка. При разгрузке на боковую сторону значительно меньше, чем при разгрузке назад, нагружается рама шасси крутящим моментом, что позволяет не применять надрамник.

Самосвал на рис. 43, *д* имеет также двустороннюю разгрузку платформы, но в отличие от предыдущей схемы он снабжен двумя гидроцилиндрами, расположенными впереди и сзади плат-

формы и передающими усилие соответственно на передний и задний борта. Существенным преимуществом такой схемы является снижение сосредоточенной нагрузки на основание платформы. Это позволяет снизить металлоемкость основания и общую массу платформы. Такую схему целесообразно применять, когда размещению гидроцилиндра под платформой мешают агрегаты шасси (карданный вал, задний мост, аппараты тормозной системы и др.). К преимуществам следует также отнести хороший доступ к гидроцилиндрам при их обслуживании. Существенным недостатком схемы является увеличение числа гидроцилиндров, что кроме увеличения стоимости снижает безотказность работы самосвала, так как гидроцилиндр и в первую очередь его уплотнительные кольца являются наиболее уязвимым местом гидравлического подъемного механизма.

На схеме, приведенной на рис. 43, *е*, представлена самосвальная установка с рычажной системой подъема платформы назад и поршневым гидроцилиндром. Усилие гидроцилиндра передается непосредственно на днище платформы, а через систему рычагов 3. Эта схема имеет следующие преимущества:

горизонтальное расположение гидроцилиндра улучшает условия его компоновки;

поршневой гидроцилиндр имеет значительно более простое уплотнение выдвижного штока по сравнению с уплотнениями многоступенчатого телескопического гидроцилиндра, что повышает надежность гидропривода и позволяет увеличить давление;

рычажная система в определенной степени препятствует боковому смещению платформы при опрокидывании назад, что повышает боковую устойчивость самосвала.

К недостаткам следует отнести трудоемкость и металлоемкость рычажной системы.

Описанные принципиальные схемы самосвальных установок применяются на шасси как грузовых автомобилей, так и полуприцепов и прицепов.

На рис. 44 показаны варианты рассмотренных основных схем самосвальных установок.

На большегрузных прицепах-самосвалах имеют применение двоянные платформы с телескопическими гидроцилиндрами, расположенными под центрами оснований платформ (рис. 44, *а*). Передняя платформа разгружается на две боковые стороны, а задняя на три: две боковые и заднюю. Поочередная разгрузка передней и задней платформ обеспечивает устойчивость прицепа при разгрузке на боковую сторону.

Подобная схема прицепа-самосвала, но с гидроцилиндрами, расположенными перед передними и задними бортами платформ, показана на рис. 44, *б*. Обе платформы разгружаются только на боковые стороны. По такой схеме выполнены сельскохозяйственные тракторные прицепы-самосвалы ММЗ-771Б (грузоподъемность 9 т) и ММЗ-768Б (грузоподъемность 12 т).

На рис. 44, *в* показана самосвальная установка, в которой при

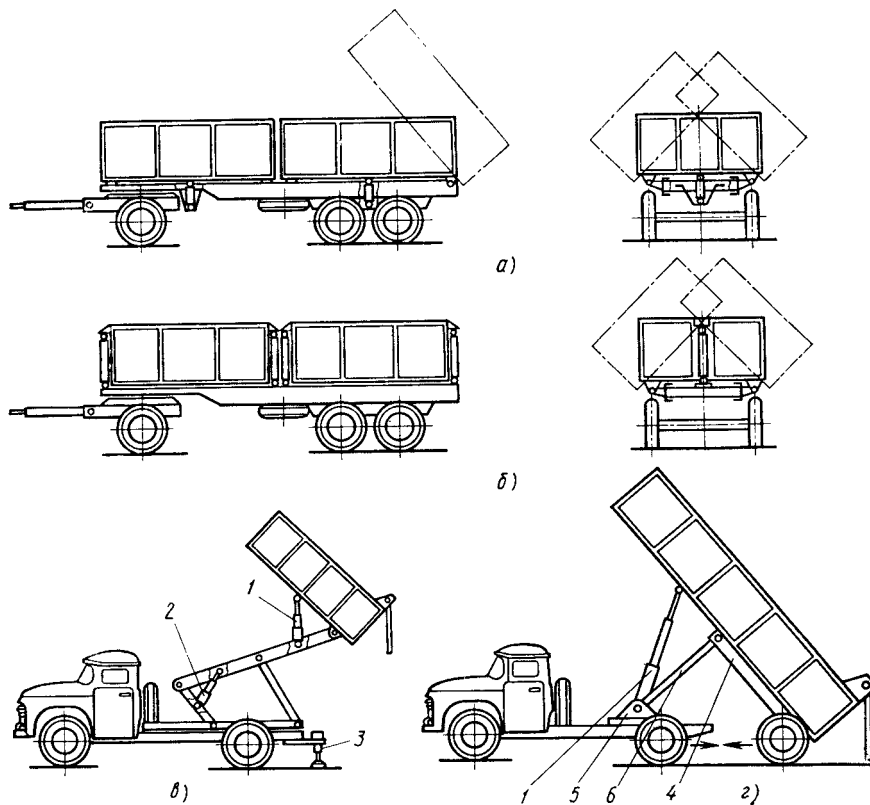


Рис. 44. Производные схемы самосвалов

разгрузке платформа поднимается. Такие самосвалы используют для загрузки полувагонов, различных бункеров, камнедробилок, бетономешалок.

Платформа имеет разгрузку только назад. Гидроцилиндр 1, служащий для подъема платформы, расположен под днищем. Вторым гидроцилиндром 2 служит для приведения в действие рычажного подъемного устройства. Два опорных гидроцилиндра 3 повышают устойчивость самосвала при разгрузке.

На рис. 44, г показана схема полуприцепа-самосвала с шарнирной рамой. Рама 4 полуприцепа соединена с седельным устройством 5 шарнирной рамой 6. Для разгрузки гидроцилиндр 1, укрепленный на седельном устройстве, поднимает переднюю часть полуприцепа. При этом происходит подкатывание тягача к полуприцепу и ссыпание груза назад.

Особую группу составляют самосвалы со съемными платформами, получающие все более широкое распространение (рис. 45). Подъем вверх платформы осуществляется двумя, горизонтально расположенными поршневыми гидроцилиндрами 1 двустороннего

действия, которые воздействуют на рычаги 2. Рычаги через цепи 3 поворачивают платформу 4 вокруг замкнутых шарниров 5. При размыкании шарниров 5 платформа может быть снята на землю и установлена обратно при помощи тех же гидроцилиндров 1, рычагов 2 и цепей 3. Для повышения устойчивости самосвала на задних концах рамы укреплены опорные гидроцилиндры 6.

Другой конструктивный вариант самосвала со съемной платформой показан на схеме рис. 46. На раме автомобиля укреплена трехзвенная шарнирная рама, состоящая из задней полурамы 1, соединенной с рамой автомобиля постоянно замкнутым шарниром 2; передней полурамы 9, соединенной с задней полурамой шарниром 10; вертикального рычага 5, соединенного с передней полурамой шарниром 8. Платформа 4 установлена на шарнирной раме и удерживается крюком 6. Подъем платформы вместе с шарнирной рамой осуществляется поршневым гидроцилиндром 11 двустороннего действия. При этом шарнир 10 должен быть заблокирован. Для снятия платформы второй гидроцилиндр 7 поворачивает вертикальный рычаг 5, при этом платформа откатывается назад на роликах 3, укрепленных на раме. Затем под воздействием гидроцилиндра 11 поворачивается передняя полурама 9 вокруг шарнира 10 и окончательно сталкивает платформу на землю. Для облегчения прокатывания по земле платформа снабжена вращающимися валиками 12. Установка платформы в транспортное положение происходит в обратной последовательности.

**Расчет весовых (нагрузочных) характеристик автомобиля-самосвала.** На стадии компоновки определяются основные на-

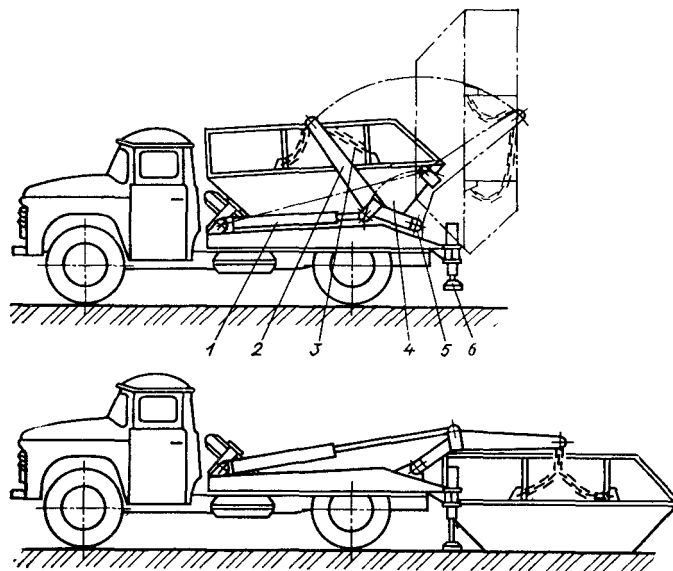


Рис. 45. Схема самосвала со съемной платформой

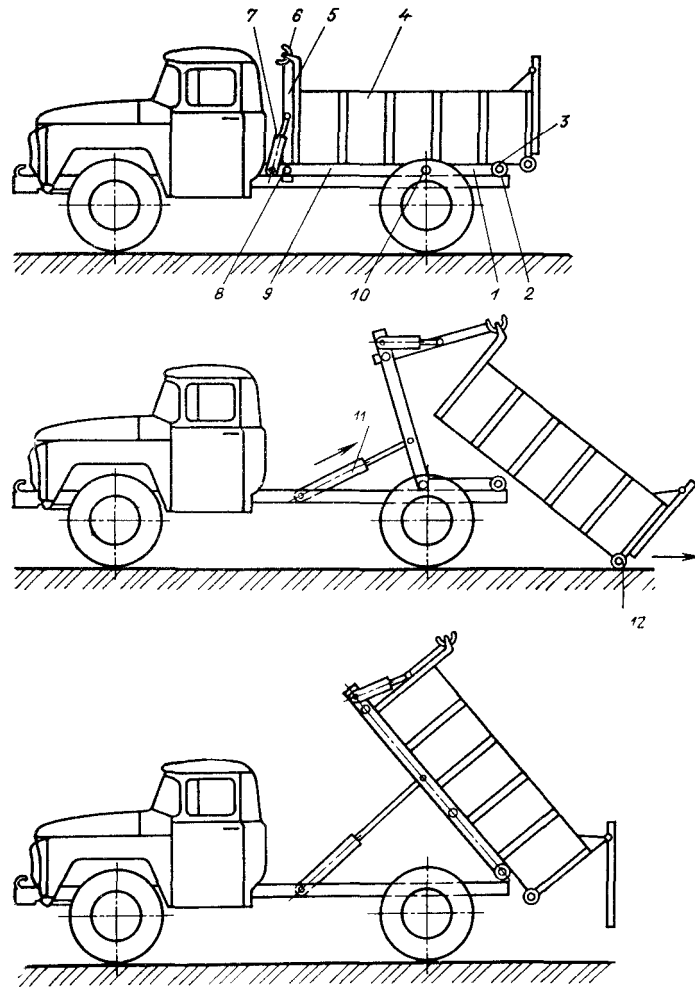


Рис. 46. Схема самосвала со съемной платформой на шарнирной раме

грузочные параметры самосвала и распределение нагрузки по мостам.

Увеличение грузоподъемности автомобиля-самосвала или автопоезда это основной путь повышения производительности автотранспортных единиц; ограничивающим фактором является несущая способность дорожных покрытий.

Расчет нагрузочных параметров на примере наиболее распространенного двухосного автомобиля-самосвала семейства ЗИЛ ( $4 \times 2$ ) может быть проведен по расчетной схеме и основным размерам и нагрузкам, определяемым при компоновке (рис. 47).

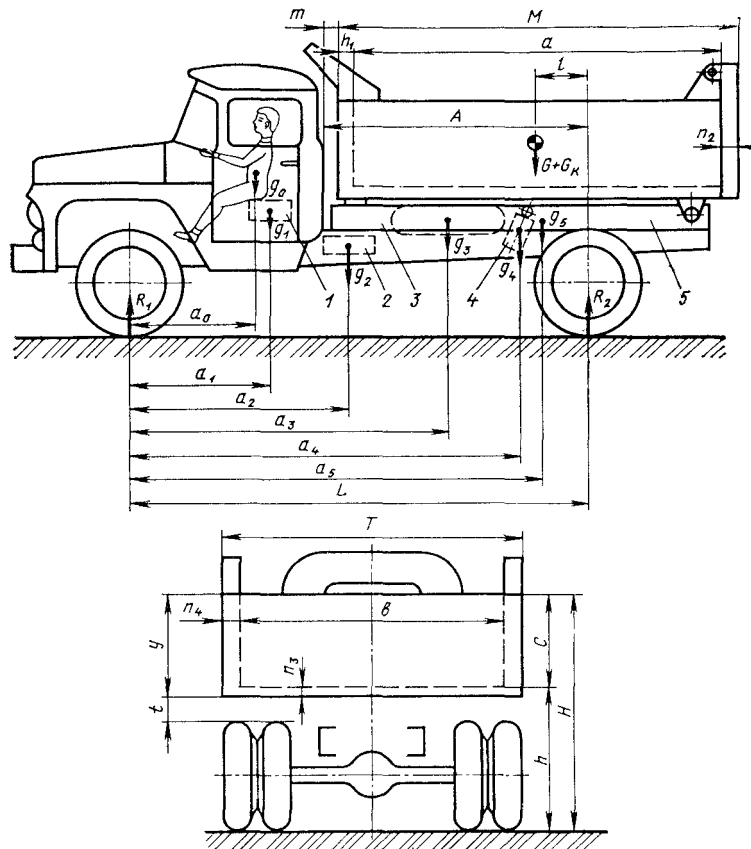


Рис. 47. Расчетная схема автомобиля-самосвала:

1 — коробка отбора мощности с насосом в сборе; 2 — гидробак; 3 — запасное колесо; 4 — гидроцилиндр; 5 — надрамник

Распределение полной нагрузки на ведущие задние и на направляющие передние колеса оказывает существенное влияние на проходимость и управляемость автомобиля-самосвала.

В реальных условиях эксплуатации как строительных, так и сельскохозяйственных самосвалы могут использоваться в самых разнообразных условиях: для перевозок по грунтовым дорогам, полям, луговине, маневрирования на строительных площадках и т. д. Решающим фактором для проходимости является сцепная нагрузка — доля общей нагрузки, приходящейся на задние ведущие колеса автомобиля.

Экспериментально установлено, что оптимальным распределением нагрузки по мостам для автомобилей-самосвалов данного типа является такое: 70% на задний мост и 30% на передний мост.

Снижение сцепной нагрузки ухудшает проходимость автомобиля, а увеличение, с соответствующим уменьшением нагрузки, приходящейся на передний мост, ухудшает управляемость автомобиля.

Допустимая полная масса автомобиля-самосвала семейства ЗИЛ (4×2) определяется из следующих условий:

нагрузка, приходящаяся на задний мост из условия максимально допустимой на шину (20,50 кН), должна быть не более 82 кН и осевая нагрузка должна составлять около 70% полной нагрузки самосвала. Тогда полная масса автомобиля-самосвала составляет  $8200 \times 100/70 = 22\,715$  кг.

**Полезная нагрузка** автомобиля-самосвала обычно на 10...12% меньше предельной нагрузки базового грузового автомобиля, наличия дополнительного устройства для подъема платформы и платформы большей массы. Полезная масса определяется по формуле

$$G/9,8 = [G_a - (G_{ш} + G_k + z g_0 + g_1 + g_2 + g_3 + g_4 + g_5)]/9,8,$$

где  $G_a/9,8$  — полная масса автомобиля-самосвала;  $G_{ш}/9,8$  — масса снаряженного шасси;  $G_k/9,8$  — масса платформы;  $z$  — число мест в кабине;  $g_0/9,8$  — масса одного человека (в расчетах принимает 75 кг);  $(g_1, g_2, g_3, g_4, g_5)/9,8$  — масса агрегатов (см. на рис. 47).

**Положение центра тяжести платформы с грузом** определяет распределение нагрузки самосвала по мостам.

Расположение основных агрегатов (коробки отбора мощности с насосом гидробака, запасного колеса, гидроцилиндра), а также людей в кабине определяется конструктивно. В связи с относительно малой массой эти агрегаты существенного влияния не оказывают, тем не менее они также учитываются при расчете распределения нагрузки самосвала. Распределение нагрузки снаряженного шасси берется из технических условий на шасси.

Для определения необходимого расстояния  $l$  от заднего моста автомобиля до центра тяжести платформы с грузом необходимо первоначально определить распределение по мостам нагрузки агрегатов подъемного механизма и людей в кабине.

Дополнительная нагрузка на задний мост от указанных агрегатов  $R_2' = (g_0 z a_0 + g_1 a_1 + g_2 a_2 + g_3 a_3 + g_4 a_4 + g_5 a_5)/L$ . Дополнительная нагрузка на передний мост  $R_1' = (g_0 z + g_3 + g_4 + g_2 + g_6 + g_5) - R_2'$ . Нагрузка на передние колеса от платформы с грузом  $R_1'' = R_1' - (R_1' + R_1'')$ , а на задние колеса  $R_2'' = R_2' - (R_2' + R_2'')$ . Положение центра тяжести платформы с грузом  $l = R_1'' L / (G + G_k)$ .

**Основные размеры платформы** определяют на этапе компоновки автомобиля-самосвала. В первую очередь определяют геометрический объем платформы.

Основным критерием для выбора оптимального объема платформы является назначение автомобиля-самосвала, определяющее плотность основных грузов, для перевозки которых она предназ-

начается. Данные по плотности основных строительных и сельскохозяйственных насыпных грузов были приведены выше.

При расчете размеров платформы строительного и карьерного самосвалов необходимо учитывать, что фактическая вместимость платформы превосходит геометрический объем за счет того, что груз, как правило, располагается «шапкой». С учетом этого при заданной грузоподъемности и плотности основного груза геометрический объем платформы (в м<sup>3</sup>) определяют по формуле

$$V = Gk/\gamma,$$

где  $\gamma$  — удельный вес груза;  $k$  — поправочный коэффициент (на «шапку»).

При проектировании сельскохозяйственных самосвалов загрузка «шапкой» не предусматривается (во избежание потерь грузов).

Сельскохозяйственные самосвалы выпускают с двумя комплектами надставных бортов: низкие для перевозки зерна и высокие для перевозки грузов малой плотности (измельченная трава, силос и др.). По необходимости платформа может иметь три объема:  $V$  — с основными бортами;  $V_1$  — с низкими надставными бортами;  $V_2$  — с высокими надставными бортами.

Ниже приведены полученные практикой рекомендуемые значения  $\gamma$  и  $k$  для самосвалов, имеющих различные назначения и комплектацию платформы.

Коэффициент	$\gamma \cdot 10, \text{кН/м}^3$ $k$	
Самосвал строительный с платформой:		
без надставных бортов		
со съёмными надставными бортами	1,5	1,25
Самосвал сельскохозяйственный с платформой:		
без надставных бортов	1	1
с низкими сплошными надставными бортами	0,8	1
с высокими решетчатыми (или сплошными) надставными бортами	0,4	1

Внутренняя длина  $a$  платформы обусловлена параметрами шасси: базой  $L$ , расстоянием  $A$  от заднего моста до кабины и необходимым положением центра тяжести платформы с грузом относительно заднего моста (расстояние  $l$ ):

$$a = 2[A - (m + n_1 + l)].$$

При компоновке шасси по схеме «кабина за двигателем» (ЗИЛ-130) расстояние  $m$  от задней стенки кабины автомобиля до наружной стенки платформы определяется конструктивными особенностями с учетом возможных технологических отклонений от номинальных размеров кабины и платформы; прогиба переднего борта платформы под воздействием груза; изменения расстояния между кабиной и платформой в результате перекосов рамы при движении по неровным дорогам. Обычно принимают  $m = 50 \dots 60$  мм.

При компоновке шасси по схеме «кабина над двигателем» (КамАЗ-5511) в результате смещения кабины вперед расстояние  $m$  значительно больше. В этом случае в зазоре между кабиной и

кузовом размещают запасное колесо, инструментальный ящик и пр.

Наибольшая внутренняя ширина  $b$  обусловлена допустимой по «Правилам дорожного движения» габаритной шириной автомобиля 2500 мм:

$$b = 2500 - 2n_4.$$

Для получения необходимого геометрического объема кузова  $V$  конструктор может варьировать в определенных пределах внутреннюю высоту кузова  $c$ , которая ограничивается допустимой погрузочной высотой  $H$  самосвала. Эта высота определяется конструкцией и техническими параметрами погрузочных машин (бункеров, комбайнов, ленточных транспортеров и др.).

## РАСЧЕТ САМОСВАЛОВ

### ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА

Значение расчетов для создания рациональных конструкций трудно переоценить. Размеры поперечных сечений несущих элементов, конструктивные формы, а следовательно, масса и расход материалов в подавляющем большинстве случаев определяются условиями обеспечения прочности и жесткости. Если для стационарных сооружений их собственная масса определяет лишь расход материалов и стоимость, то для подвижных, к которым относятся и автомобили, она непосредственно влияет на технико-экономические показатели (грузоподъемность, скорость и др.). Успешное проведение расчетов на прочность любой конструкции зависит от полноты разработки трех основных проблем, характеризующих:

*внешние силы* — методы определения значений и характера распределения и изменения во времени всех внешних по отношению к конструкции нагрузок, установление возможно наиболее благоприятных с точки зрения прочности сочетаний этих нагрузок;

*внутренние силы* — методы определения напряжений и деформаций, возникающих в элементах конструкции при действии заданных внешних нагрузок;

*предельные состояния или допускаемые напряжения* — факторы, влияющие на прочность элементов конструкции в эксплуатации, количественные значения предельно допустимых напряжений, деформаций и перемещений с полным учетом механических характеристик материала и их стабильности, вида напряженного состояния, влияния внешней среды, степени точности определения внешних нагрузок, возможных последствий нарушения прочности элементов и др.

С точки зрения получения окончательных результатов все три проблемы имеют одинаковое значение, поэтому эффективность расчетов на прочность конструкций зависит от степени и глубины разработки каждой из трех проблем, а не какой-то одной из них.

Исходя из условий работы, расчеты самосвалов от внешних нагрузок можно проводить для трех основных состояний: загрузки; перевозки грузов; разгрузки. Первые два состояния являются общими для любого грузового автомобиля. Для самосвалов они связаны только с более тяжелыми условиями эксплуатации. Состояние разгрузки является специфичным для самосвалов.

В настоящее время ни в одном из состояний нельзя расчетом определить все действующие нагрузки. Это объясняется тем, что автомобиль представляет собой сложную систему с многочисленными связями, состоящую из не менее сложных подсистем, которые в процессе нагружения автомобиля взаимодействуют, и этим в значительной степени определяется нагруженность автомобиля. Для примера рассмотрим определение нагрузок, возникающих во время транспортирования груза. В процессе движения эти нагрузки определяются не только профилем дороги, но и жесткостными и инерционными параметрами автомобиля. Чтобы рассчитать все нагрузки, действующие на автомобиль и тем более на его подсистемы, например раму, необходимо иметь достаточно подробную динамическую модель. Во-первых, автомобиль следует рассматривать как пространственную систему, основными элементами которой являются взаимодействующие подсистемы: колеса, балки мостов, подвеска, рама, двигатель, кабина, платформа. При этом для колеса нужно учитывать не только радиальную жесткость, но и жесткость его при действии боковой реакции и момента, возникающего в пятне контакта. Динамическая модель должна учитывать крутильную жесткость рамы и жесткость ее в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Моделируя подвеску, необходимо учитывать не только вертикальную жесткость рессор, но и возможность закручивания их от усилий взаимодействия с рамой и балками мостов.

Особое значение имеет учет особенностей соединения подсистем между собой. Моделированию связей в соединениях должно быть уделено самое пристальное внимание. Например, необходимо учитывать особенности соединения рессор с рамой (наличие в этих соединениях упругих связей и зазоров), рамы с двигателем, кабиной и платформой. Для автомобилей-самосвалов большое значение имеет взаимодействие рамы с платформой и надрамником, которое во многом определяется характером связей между ними. Проблема внешних сил неразрывно связана с проблемой внутренних сил.

С развитием расчетных методов математические модели подсистем все время совершенствуются. Примером может служить изменение математической модели рамы. Первоначально раму рассматривали только как балку, работающую на изгиб — одномерная модель. С появлением теории тонкостенных стержней стали использовать плоскую расчетную схему рамы — двумерная модель. В настоящее время осуществляется переход к расчетной схеме, в которой рама рассматривается как пространственная тонкостенная конструкция; ее элементы моделируются тонкостенными стерж-

невными или оболочечными элементами. Однако уточнение модели подсистемы приводит к значительному усложнению расчетов, и такие модели нерационально использовать в общей расчетной схеме автомобиля. Можно использовать более простые модели с характеристиками, полученными из расчета уточненных моделей или испытаний реальных конструкций.

В настоящее время не существует таких моделей, которые учитывали бы особенности той или иной подсистемы в такой мере, чтобы их можно было использовать при построении модели всего автомобиля для определения действующих нагрузок. При проведении расчетов на стадии проектирования приходится использовать различные упрощения. Автомобиль разделяют на подсистемы, которые рассчитывают отдельно. Нагрузки, действующие на автомобиль и его подсистемы, схематизируются.

При загрузке самосвала экскаватором или бункером возникают ударные нагрузки, воспринимаемые непосредственно платформой. Значение этих нагрузок может быть различным в зависимости от вида и веса падающего груза, высоты его падения, жесткостных параметров автомобиля и т. д. Как правило, на стадии проектирования не проводятся расчеты от нагрузок, возникающих при загрузке.

При транспортировании груза различают нагрузки, возникающие при движении груженого самосвала по ровной дороге и по дороге с большими неровностями. Считается, что при движении с большой скоростью по относительно ровной дороге, на самосвал действует главным образом вертикальная симметричная динамическая нагрузка  $P_d$ , которую определяют как сумму статической нагрузки  $P_{ст}$  и сил инерции  $P_и$ :

$$P_d = P_{ст} + P_и = k_d P_{ст},$$

где  $k_d = 1 + a/g$  — динамический коэффициент, или коэффициент перегрузки, зависящий от вертикальных ускорений  $a$ .

Вертикальные ускорения для разных точек грузового автомобиля различны, но максимальные значения могут достигать  $3g$  ( $a \approx 3g$ ). Тогда динамическая нагрузка  $P_d = 4P_{ст}$ .

При движении с малой скоростью по дороге с большими неровностями самосвал испытывает перекосы. За нормативный перекося принят суммарный подъем диагонально расположенных колес на 500 мм. При этом рама самосвала по базе закручивается более чем на  $5^\circ$ . При больших перекосах скорость самосвала небольшая, вертикальные ускорения незначительны, и нагрузки предполагаются статическими. Как правило, их раскладывают на симметричные и кососимметричные, причем определяющими являются кососимметричные нагрузки, закручивающие подрессоренную часть самосвала.

При разгрузке на самосвал в зависимости от места разгрузки (горизонтальная площадка или уклон) действуют различные нагрузки. При подъеме равномерно нагруженной платформы на горизонтальной площадке расчет ведут от симметричных усилий,

создаваемых подъемным механизмом и грузом. При подъеме грузовой платформы на уклоне поддрессоренная часть самосвала закручивается и от перекоса, и от момента, создаваемого грузом. При этом особое внимание уделяется поперечной устойчивости самосвала.

Необходимо отметить, что при транспортировании и разгрузке действуют горизонтальные нагрузки. Например, при движении самосвала по ровной дороге с большими скоростями горизонтальные нагрузки возникают при наезде даже на небольшое препятствие или при повороте автомобиля. При движении самосвала по дороге с большими неровностями горизонтальные нагрузки, действующие на раму, определяются взаимодействием самосвала с дорогой и его инерционными параметрами в поперечной плоскости, а также взаимодействием рамы с подвеской, надрамником и платформой. При подъеме платформы и одновременном перекосе самосвала на раму действуют горизонтальные усилия взаимодействия с подвеской и надрамником, а также горизонтальная составляющая груза. Значения горизонтальных нагрузок трудно определить не только расчетным, но и экспериментальным методом. Можно только утверждать, что они гораздо меньше, чем вертикальные, однако значительно влияют на напряженное состояние рамы. Это объясняется конструктивными особенностями рам лестничного типа. Для проведения сравнительного анализа влияния горизонтальных нагрузок на нагруженность элементов несущих систем различные конструктивные варианты нагружают одинаковыми горизонтальными нагрузками (схема нагружения, как правило, весьма приближительна) и по характеру и уровню нагруженности элементов системы выбирают наиболее рациональную.

При расчете отдельных подсистем самосвала могут использоваться, кроме приведенных выше, другие схемы нагружения, имитирующие специфические условия работы конструкции.

Вторая проблема прочности автомобилей-самосвалов определяется выбором расчетных схем и используемых методов расчета. В настоящее время часто конструкции представляют конечно-элементными моделями. В частности, используют метод конечных элементов (МКЭ) в варианте метода перемещений. Однако в автомобилестроении этот метод применяют не широко, что объясняется двумя причинами: необходимостью использования очень большого числа элементов для построения конечно-элементных моделей автомобильных конструкций; неизученностью связей, соединяющих подсистемы автомобиля, что значительно снижает эффективность использования уточненных моделей подсистем.

Рассмотрим эти причины более подробно. В самосвалах рамы, надрамники, платформы представляют собой тонкостенные конструкции открытого профиля, причем прочность и жесткость этих конструкций во многом определяется плоским напряженным состоянием, в котором находятся их элементы. В настоящее время используют разнообразные конечные элементы, построенные на основе вариационного принципа Лагранжа (принципа минимума

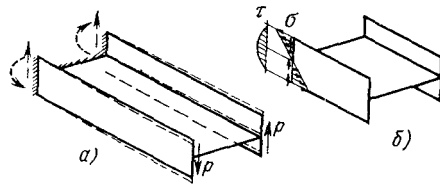


Рис. 48. Схемы кососимметричного нагружения конструкции открытого профиля:

*a* — в деформированном состоянии;  
*б* — напряжения в боковой панели

потенциальной энергии). Однако для удовлетворительного описания напряженно-деформированного состояния автомобильных конструкций требуется достаточно большое число элементов, построенных по этому принципу.

На рис. 48, *a* показана простая тонкостенная конструкция открытого профиля, находящаяся под действием кососимметричной нагрузки  $P$ , что характерно для автомобильных конструкций. Жесткость и прочность этой конструкции в основном определяют изгибом боковых панелей, которые находятся в условиях плоского напряженного состояния (рис. 48, *б*). На рис. 49, *a* приведена консольная балка толщиной  $t$ , к свободному концу  $A$  которой приложена сила  $P$ . Нагружение балки в этом случае аналогично нагружению боковой панели рассматриваемой конструкции. Балка моделировалась элементами четырех типов [11]. На рис. 50, *a* представлены результаты численного эксперимента по определению прогиба свободного конца балки  $v_A$  в зависимости от числа степеней свободы при идеализации балки треугольными элементами с постоянной деформацией (кривая 1) и линейной деформацией (кривая 2). Треугольный элемент с постоянными деформациями, что равнозначно постоянству напряжений, построен на описании поля перемещений полным линейным полиномом. Этот элемент часто называют *CST*-элементом [11], или симплекс-элементом [20]. Представление поля перемещений элемента полным квадратичным полиномом приводит к линейным распределениям деформаций или напряжений. Такой элемент обычно называют *LST*-элементом [11], или комплекс-элементом [20]. Как видно из рис. 50, *a*, характеристики сходимости для треугольных элементов не очень

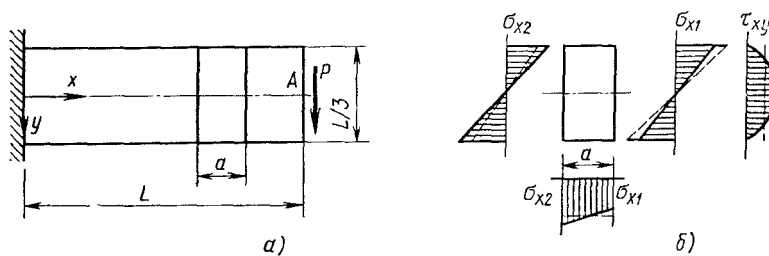


Рис. 49. Поперечный изгиб консольной балки:

*a* — нагружение балки; *б* — распределение напряжения в элементе балки

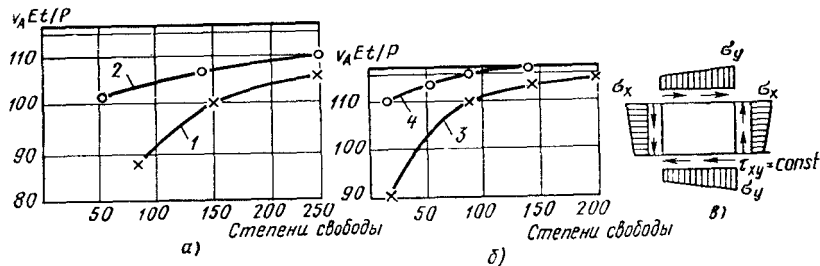


Рис. 50. Конечно-элементный анализ консольной балки:  
 а — треугольными элементами; б — прямоугольными элементами; в — напряженное состояние прямоугольного элемента

хорошие. Особенно неудовлетворительными они являются для CST-элемента.

Другие решения, полученные при использовании треугольных элементов с квадратичным распределением деформаций, не дают существенного улучшения по сравнению с треугольным элементом с линейной деформацией [11].

На рис. 50, б представлены результаты расчета консольной балки с использованием прямоугольного элемента, построенного на базе перемещений, меняющихся по линейному закону вдоль границ элемента (кривая 3), и с использованием прямоугольного элемента (кривая 4), напряжения в котором иллюстрирует рис. 50, в.

Результаты показывают, что при использовании элемента с постоянными деформациями (напряжениями) сходимость к эталонному решению медленная. Лучшие результаты получаются при использовании элемента с распределением напряжений, показанные на рис. 50, в. Для получения удовлетворительных результатов достаточно разделить балку на десять элементов по длине при одном элементе по ширине. О приближенности оценки напряженного состояния с использованием наиболее точного прямоугольного элемента можно судить по рис. 49, б. Сплошными линиями показано точное распределение напряжений. Таким образом, конечно-элементные модели пространственных тонкостенных конструкций открытого профиля, построенные с использованием наиболее распространенных в настоящее время элементов, получаются очень сложными и их нерационально использовать на стадии проектирования.

При проведении многовариантных расчетов не решает вопроса и метод подконструкций или суперэлементов. Более перспективным направлением является использование элементов, которые точнее соответствуют физической сути решаемых задач, что позволяет моделировать сложные конструкции меньшим числом конечных элементов. Существенное повышение эффективности расчета пространственных тонкостенных систем достигается при введении пространственных конечных элементов. В последнее время возрас-

тает интерес к конечно-элементным формулировкам, основанным на полях напряжений и использовании принципа Кастильяно (принципа минимума дополнительной энергии) для построения матрицы податливости элемента. Также весьма перспективно для построения более точных элементов использовать принцип Рейснера. Матрица податливости элемента органично используется при расчете систем методом сил. Автомобильные тонкостенные конструкции рационально моделировать пространственными элементами тонкостенного стержня, и, как будет показано, метод сил позволяет использовать все потенциальные возможности теории В. З. Власова при расчете этих конструкций. Однако при расчете по методу сил на ЭВМ трудно создать полностью формализованный алгоритм, поэтому к квалификации расчетчика предъявляются повышенные требования.

На стадии проектирования желательно использовать упрощенные расчетные схемы, если даже они грубо отражают характерные особенности работы конструкции. При этом для одной и той же конструкции может быть использовано несколько совершенно разных расчетных схем в зависимости от того, какие условия работы конструкции имитируются. При использовании простых расчетных схем важно помнить, что автомобиль-самосвал — это единая система, поэтому нужно учитывать взаимодействие его подсистем.

После проведения расчетов наступает не менее ответственный этап — анализ полученных результатов и заключение о надежности конструкции. Решение этой задачи связано с третьей проблемой прочности. В настоящее время на стадии проектирования самосвала не приходится говорить об усталостной прочности и расчете долговечности. Как правило, заключение о прочности делается на основании выполнения условия прочности  $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$  или сравнения полученного значения коэффициента запаса прочности с допускаемым. Допускаемые напряжения  $[\sigma]$  выбирают с определенным коэффициентом запаса по отношению к предельным напряжениям для данного материала. Например, для пластичных материалов за предельное напряжение принимается предел текучести  $\sigma_T$ . Анализ коэффициентов запаса и допускаемых напряжений в зависимости от схематизированного вида нагружения самосвала показывает, что при расчете для всех рассмотренных выше схематизированных нагрузок можно принять коэффициенты запаса в пределах 1,3...1,6 [1].

Выбор одинаковых коэффициентов запаса оправдан тем, что во всех случаях расчет проводится от максимально возможных нагрузок, появление которых носит эпизодический характер и не влияет на усталостную прочность. Меньшее или большее значение коэффициента запаса выбирают в зависимости от пластических свойств стали и возможной перегрузки самосвала. Чем пластичнее материал, тем меньше коэффициент запаса; чем больше вероятность перегрузки самосвала, тем больше коэффициент запаса.

Для некоторых марок сталей ниже приведены допускаемые напряжения, которые можно использовать при расчете, учитывающем схематизированные нагрузки при номинальной загрузке самосвала:

Сталь . . . . .	20	09Г2	30Т
$\sigma_T$ , МПа . . . . .	240	300	360
$[\sigma]$ , МПа . . . . .	170	200	230

Иногда расчет самосвала при движении по ровной дороге проводят от статической нагрузки. В этом случае полученные напряжения нужно увеличить в 4 раза ( $k_d=4$ ) либо во столько же раз уменьшить допускаемые напряжения. Следует отметить, что расчеты по допускаемым напряжениям не дают полной информации о надежности конструкции; она может быть получена только после проведения статических, динамических и эксплуатационных испытаний, причем весьма актуальной становится задача сокращения сроков испытаний. Для этого нужно развить методы, которые позволили бы на основе результатов ограниченных испытаний рассчитывать долговечность конструкции. В этом случае основные трудности связаны с учетом условий эксплуатации, концентрации напряжений, конструктивных и технологических факторов.

Оптимальность конструкции, создаваемой на стадии проектирования, во многом зависит от прочностных расчетов, т. е. от глубины разработки трех проблем прочности. Используя упрощенные модели, схематизируя нагрузки и проводя расчеты по допускаемым напряжениям, трудно создать оптимальную конструкцию. На этом этапе скорее решается вопрос создания достаточно рациональной конструкции. В дальнейшем эта конструкция требует доводки с использованием экспериментальных и расчетных методов. На основе экспериментальных данных уточняют нагрузки и расчетные схемы, которые затем используют для проведения многовариантных расчетов с целью выбора более рациональной конструкции. Использовать только экспериментальные методы при доводке конструкции не представляется возможным из-за трудоемкости и продолжительности исследования каждого нового варианта. Таким образом, для создания оптимальной конструкции целесообразна такая последовательность: расчет — эксперимент — расчет.

На первом этапе проводятся многовариантные расчеты самосвала на стадии проектирования. Самосвальную установку нужно рационально разместить на шасси автомобиля, т. е. при минимальной материалоемкости обеспечить допустимый уровень напряжений в раме и элементах самосвальной установки как при движении автомобиля, так и при разгрузке. Рациональность размещения самосвальной установки на шасси обеспечивается жесткостью платформы, числом, расположением, а также жесткостью опор и наличием зазоров в них. Для уменьшения металлоемкости самосвальной установки важно рационально установить гидродъемник. Особое внимание следует уделить угловой жесткости системы рама — надрамник — платформа, так как ею во многом определяется устойчивость самосвала при разгрузке.

На втором этапе после создания опытной конструкции проводятся экспериментально-расчетные исследования. Анализируется нагруженность элементов самосвала при движении и разгрузке. При этом такой анализ рационально проводить не только по напряжениям, которые являются многокомпонентными, но и по внутренним силовым факторам. Это позволяет оценивать силовое взаимодействие элементов, выделять доминирующие усилия и целенаправленно изменить их, используя уточненные расчетные схемы. В результате экспериментально-расчетных исследований определяются моменты, закручивающие раму при разгрузке самосвала с перекосом, и оценивается устойчивость самосвала.

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПОДЪЕМНЫЙ МЕХАНИЗМ

При проектировании подъемного механизма необходимо обеспечить определенный угол наклона платформы при минимальной массе конструкции. Основным агрегатом подъемного механизма является гидроцилиндр, масса которого составляет значительную часть массы всего опрокидывающего устройства. Можно предположить, что металлоемкость гидроцилиндра будет тем меньше, чем меньше развиваемое им усилие. Казалось бы, при подъеме платформы с грузом заданной массы для уменьшения усилия гидроцилиндра его рациональнее располагать дальше от поворотного шарнира, т. е. у переднего борта платформы. Однако в этом случае для обеспечения заданного угла наклона платформы необходимо увеличивать ход гидроцилиндра, т. е. общую длину цилиндров, а значит повышать его металлоемкость. Однозначно определить оптимальное место размещения гидроподъемника без проведения всестороннего анализа не представляется возможным. В настоящее время при проектировании в основном учитываются конструктивно-технологические и функциональные факторы.

Для самосвалов с разгрузкой на две и три стороны единственным возможным является расположение гидроцилиндра под платформой. Для самосвалов, имеющих разгрузку только назад, гидроцилиндры располагают как под платформой, так и перед ее передним бортом. Выбор того или иного варианта обусловлен компоновочными ограничениями и существующими на конкретном производстве конструкторскими и технологическими традициями. При решении вопроса о рациональном размещении гидроцилиндра помимо приведенных факторов учитывают влияние места его расположения на прочность платформы и элементов надрамника или рамы, а также на устойчивость всего самосвала при разгрузке.

Вне зависимости от того, где расположен гидроцилиндр (у переднего борта или под платформой), необходимо правильно ориентировать его как звено подъемного механизма, обеспечивающего заданный угол наклона платформы. Если гидроцилиндр спроектирован специально для данного самосвала, то варианты его конструкций и расположения могут быть различны. Однако чаще используют существующий гидроцилиндр, корректируя ход его

Рис. 51. Схемы подъемного механизма автомобиля-самосвала:

а — для определения кинематических и силовых зависимостей; б — кинематическая предельных положений подъемного механизма; в — возможных положений гидроцилиндра

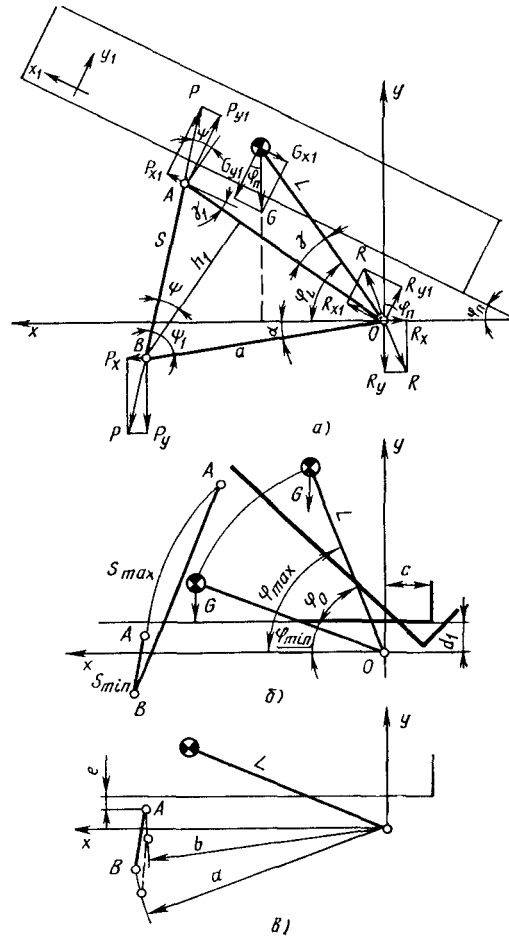
звеньев. При этом возможности размещения гидроцилиндра ограничены. Кроме того, их сужают компоновочные ограничения (пространство между платформой и агрегатами шасси). В этих условиях нужно стремиться к тому, чтобы усилие, развиваемое гидроцилиндром, было минимальным в начале подъема или, что важнее, в момент действия максимального давления в цилиндре (это, как правило, момент выдвигания последнего звена). Обычно эти вопросы, с учетом компоновочных ограничений, решаются на основании анализа различных конструктивных вариантов.

В настоящее время выбор оптимальных геометрических характеристик подъемного механизма

при минимальном пиковом усилии гидроцилиндра можно осуществить с использованием ЭВМ [26].

**Определение оптимальных кинематических и силовых параметров подъемного механизма на ЭВМ.** Кинематика подъемных механизмов самосвалов достаточно проста [1]. Проектирование механизма, который может обеспечить заданный угол наклона платформы, развивая при этом минимальное пиковое усилие гидроцилиндра, относится к числу задач на «минимакс». На рис. 51, а представлена кинематическая схема подъемного механизма.

Для проектирования подъемного механизма должны быть заданы значения  $G$ ,  $L$ ,  $\varphi_{\min}$ ,  $\varphi_{\max}$ ,  $S_{\min}$ ,  $S_{\max}$  (рис. 51, б). Положение центра тяжести платформы определяется компоновкой. Для определения длины стрелы  $L$  подъема груза нужно задаться положением  $O$  поворотного шарнира. Как правило, стремятся уменьшить



задний свес  $e$  платформы с целью уменьшения растягивающих динамических нагрузок, действующих на гидроцилиндр в конце разгрузки. Размер  $d_1$  определяется положением поворотного шарнира в надрамнике. При изменении размеров  $c$  и  $d_1$  варьируется длина стрелы  $L$  подъема груза и угол  $\varphi_{\min}$ , определяющий положение стрелы при опущенной платформе. Угол  $\varphi_{\max}$  определяет положение стрелы подъема груза при максимальном угле подъема платформы:  $\varphi_{\max} = \varphi_{\min} + \varphi_0$  ( $\varphi_0$  — заданный угол подъема платформы). Значения  $S_{\min}$  и  $S_{\max}$  определяются конструкцией используемого гидроподъемника.

Усилие гидроподъемника  $P$  зависит от угла  $\varphi_L$  (рис. 51, а). Из условия равновесия платформы ( $\Sigma M_0 = 0$ ) получим  $Pb \cos \psi = = GL \cos \varphi_L$  или

$$P = LG \cos \varphi_L / (b \cos \psi), \quad (1)$$

где  $\cos \psi = h_1/S$ ;  $h_1 = a \sin (\varphi_L + \alpha - \gamma)$ .

Приняв  $\alpha - \gamma = \beta$ , получим  $\cos \psi = a \sin (\varphi_L + \beta) / S$ . Тогда выражение (1) примет вид

$$P = LSG \cos \varphi_L / [ab \sin (\varphi_L + \beta)], \quad (2)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $\beta$  — проектные параметры подъемного механизма (рис. 51, а).

Значение  $S$  в выражении (2) по теореме косинусов может быть также определено через эти параметры:

$$S^2 = K_2 - K_1 \cos (\varphi_L + \beta), \quad (3)$$

где  $K_1 = 2ab$ ;  $K_2 = a^2 + b^2$ .

Исходные данные накладывают ограничения на равенство (3):

$$\left. \begin{aligned} S_{\min}^2 &= K_2 - K_1 \cos (\varphi_{\min} + \beta); \\ S_{\max}^2 &= K_2 - K_1 \cos (\varphi_{\max} + \beta). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для исключения двух проектных параметров из трех  $a$  и  $b$  представим в виде

$$a = K_1/2b; \quad b = \sqrt{0,5 (K_2 + \sqrt{K_2^2 - K_1^2})}. \quad (5)$$

Из равенств ограничений (4)

$$K_1 = (S_{\max}^2 - S_{\min}^2) / [\cos (\varphi_{\min} + \beta) - \cos (\varphi_{\max} + \beta)]; \quad (6)$$

$$K_2 = K_1 \cos (\beta + \varphi_{\max}) + S_{\max}^2.$$

Таким образом, функция  $P$  из равенства (2) с учетом формул (3), (5) и (6), выражается через один проектный параметр  $\beta$ .

Минимальное значение  $P_{\max}$  в интервале от  $\varphi_{\min}$  до  $\varphi_{\max}$  можно найти одним из методов одномерного поиска. Следует отметить, что важно ограничить множество возможных значений так, чтобы функция  $P$  в процессе вычислений не обращалась в бесконечность каждый раз, когда  $\sin (\beta + \varphi_L) = 0$ .

Во избежание этого необходимо выполнение неравенства  $0 < \beta + \varphi_L < \pi$ , где  $\varphi_{\min} \leq \varphi_L \leq \varphi_{\max}$ . Отсюда следует, что параметр  $\beta$  должен быть заключен в интервале

$$-\varphi_{\max} \leq \beta \leq \pi - \varphi_{\min}.$$

Программа решения этой задачи составлена на языке ФОРТРАН [26].

В качестве выходной информации приводятся значения проектных параметров  $a$ ,  $b$  и  $\beta$ , а также значения  $P$  в интервале изменения  $\varphi$ . Используя значения проектных параметров, можно однозначно определить положение гидроцилиндра. Верхний шарнир лежит на окружности радиусом  $b$ , а нижний — на окружности радиусом  $a$  (рис. 51, а). Задавшись, например, положением верхнего шарнира (размером  $e$ ), легко определить положение нижнего шарнира. Часто может оказаться так, что оптимальное положение гидроцилиндра не удовлетворяет компоновочным ограничениям. Учесть этот фактор можно варьированием значениями  $L$  и  $\varphi_{\min}$ , изменяя размеры  $c$  и  $d_1$  (рис. 51, б). Если все-таки не удастся найти оптимальное положение гидроцилиндра из-за жестких компоновочных ограничений, то необходимо стремиться к тому, чтобы положение его было как можно ближе к оптимальному.

При заданном положении гидроцилиндра формулы (2) и (3) используют для определения его усилия, развиваемого при наклоне платформы.

**Пример 1.** Усилия, развиваемые гидроцилиндром автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-4505, нужно определить в момент начала выдвижения каждого из пяти плунжеров гидроцилиндра и в конце подъема при  $G=65$  кН. Из компоновки известны следующие величины:  $a=1374$  мм;  $b=1178$  мм;  $L=1454$  мм;  $\gamma=11,8^\circ$ ;  $\alpha=7,3^\circ$ ;  $\beta=\alpha-\gamma=-4,5^\circ$ ;  $\varphi_{\min}=21,8^\circ$ . Известны значения  $S$  в момент начала выдвижения каждого плунжера и в конце подъема.

По формуле (3) находят значения  $\varphi_L$ , соответствующие заданным  $S$ , а затем по формуле  $\varphi_{\Pi} = \varphi_L - \varphi_{\min}$  определяют углы наклона платформы в моменты начала выдвижения плунжеров и в конце подъема. По формуле (2) определяют усилия гидроподъемника, которые приведены ниже:

$S$ , мм . . . . .	428	622	822	1034	1255	1483
$\varphi_L$ , ° . . . . .	21,8	31,3	41,1	51,5	62,8	75,1
$\varphi_{\Pi}$ , ° . . . . .	0	9,5	19,3	29,7	41,0	53,3
$P$ , кН . . . . .	78,0	68,8	60,7	51,4	39,4	23,6

Составляющие реакций шарниров  $A$  и  $O$   $P_{x1}$ ,  $P_{y1}$ ,  $R_{x1}$ ,  $R_{y1}$  могут быть использованы для расчета основания платформы (рис. 51, а), а составляющие реакций шарниров  $B$  и  $O$   $P_x$ ,  $P_y$ ,  $R_x$ ,  $R_y$  для расчета надрамника или рамы:

$$P_{x1} = P \sin(\psi - \gamma_1); \quad P_{y1} = P \cos(\psi - \gamma_1); \quad \gamma_1 = \varphi_{\min} - \gamma;$$

$$R_{x1} = G \sin \varphi_{\Pi} - P_{x1}; \quad R_{y1} = G \cos \varphi_L - P_{y1};$$

$$P_x = P \cos(\psi_1 + \alpha); \quad P_y = P \sin(\psi_1 + \alpha);$$

$$R_x = R_{x1} \cos \varphi_{\Pi} - R_{y1} \sin \varphi_{\Pi};$$

$$R_y = R_{x1} \sin \varphi_{\Pi} + R_{y1} \cos \varphi_{\Pi}.$$

Угол  $\psi_1$  определяют из выражения

$$\sin \psi_1 = (b/S) \sin (\varphi_L + \alpha - \gamma).$$

Все необходимые усилия могут быть подсчитаны на ЭВМ, при этом в качестве исходной информации задаются значение  $G$ , координаты центра тяжести платформы и точек крепления гидроцилиндра в системе координат  $XOY$  (рис. 51, б), значения ходов плунжеров или интервал изменения  $\varphi_{\Pi}$  и число этих интервалов.

**Расчет гидроцилиндра.** Гильзы гидроцилиндров по своим геометрическим характеристикам занимают промежуточное положение между толстостенными цилиндрами и цилиндрическими оболочками. Для них отношение радиуса срединной поверхности к толщине стенки  $R/h = 5 \dots 15$  (для цилиндрических оболочек  $R/h > 15$ , а для толстостенных цилиндров  $R/h < 5$ ). Поэтому анализ расчета гидроцилиндров должен основываться на использовании формул, справедливых для толстостенных труб и цилиндрических оболочек.

Напряжения в толстостенной трубе (рис. 52, а), нагруженной внутренним давлением  $p$ , имеют максимальное значение в любой точке внутренней поверхности и с использованием третьей теории прочности определяются по формуле [24]

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 - \sigma_3 = p(D^2 + d^2)/(D^2 - d^2) - (-p) = p2D^2/(D^2 - d^2).$$

Если учесть, что  $R = 0,25(D + d)$ , а  $h = 0,5(D - d)$ , то выражение для  $\sigma_{\max}$  примет вид

$$\sigma_{\max} = (4pR/h)(1 + d/D)^2.$$

Так как  $D = 2(R + 0,5h)$  и  $d = 2(R - 0,5h)$ , то  $1 + d/D = 2/(1 + 0,5h/R)$ . Тогда окончательно получим

$$\sigma_{\max} = pR(1 + 0,5h/R)^2/h. \quad (7)$$

Формула (7) определяет максимальные напряжения в толстостенной трубе со средним радиусом  $R$  и толщиной стенки  $h$ . Ясно, что при  $R/h < 5$  слагаемым в скобке пренебрегать нельзя. Если принять  $R/h = 5$ , то можно пренебречь величиной  $(0,5h/R)^2$ ; тогда формулу (7) можно записать в виде

$$\sigma_{\max} = (pR/h)(1 + h/R). \quad (8)$$

Таким образом, формула (8) определяет максимальные напряжения в гидроцилиндрах в соответствии с теорией толстостенных труб. В соответствии с безмоментной теорией цилиндрических оболочек максимальные напряжения по третьей теории прочности (теория наибольших касательных напряжений) определяют следующим образом [24]:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 - \sigma_3 = pR/h. \quad (9)$$

Влиянием давления, которое создает на внутренней поверхности сжимающие напряжения, равные этому давлению, в данном случае в соответствии с принятыми в теории тонкостенных оболочек

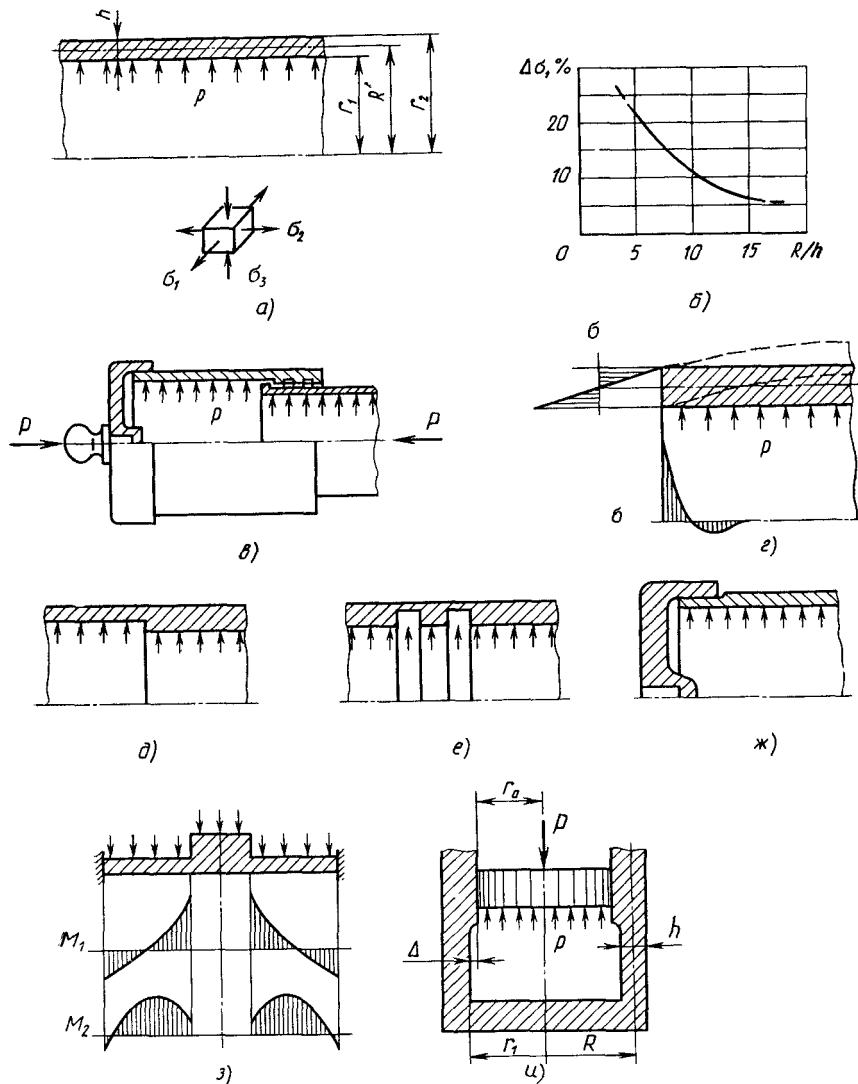


Рис. 52. Расчетные схемы гидроцилиндра

гипотезами, пренебрегают и принимают  $\sigma_3=0$ . Если же в формуле (9) принять  $\sigma_3=-p$ , как это сделано для опасных точек толстостенной трубы, то получим формулу (8).

Разницу между значениями максимальных напряжений, определяемых по формулам (8) и (9), можно характеризовать величиной  $\Delta\sigma$  (в %):

$$\Delta\sigma = 100(\sigma_{\max T} - \sigma_{\max O})/\sigma_{\max O},$$

где  $\sigma_{\max \Gamma}$  — максимальные напряжения, определяемые по формуле (8) для толстостенных труб;  $\sigma_{\max o}$  — максимальные напряжения, определяемые по формуле (9) по безмоментной теории цилиндрических оболочек. Тогда  $\Delta\sigma = (h/R) 100$ .

На рис. 52,б приведена зависимость этой величины от  $R/h$ . Разница при определении напряжений по формулам (8) и (9) для гидроцилиндров может составлять от 6 до 20%, причем расчет по формуле (9) дает заниженные значения максимальных напряжений и, значит, несколько завышенный коэффициент запаса

$$n_T = \sigma_T / \sigma_{\max} \quad (10)$$

Для сравнения коэффициентов запаса, полученных из расчета гидроцилиндров по предельному состоянию, могут быть использованы формулы для толстостенных труб и цилиндрических оболочек.

Формула, определяющая предельное давление в трубе, когда во всех точках эквивалентные напряжения достигают предела текучести, известна из теории пластичности [18]:

$$p_T = (2/\sqrt{3}) \sigma_T \ln D/d.$$

Если учесть, что  $D/d = (2R+h)/(2R-h) = (1+h/2R)/(1-h/2R)$ , то  $\ln D/d = \ln(1+x)/(1-x)$ , где  $x = h/(2R)$ . Раскладывая  $\ln(1+x)/(1-x)$  в ряд по  $x$  и удерживая два члена ряда, получим  $\ln(1+x)/(1-x) = 2(x+x^3/3) = 2x(1+x^2/3)$ . Для гидроцилиндров величиной  $x^2/3$  можно пренебречь; тогда  $\ln D/d = 2x = h/R$ . В итоге получим

$$p_T = (2/\sqrt{3}) \sigma_T h/R. \quad (11)$$

В соответствии с безмоментной теорией цилиндрических оболочек предельное состояние наступит тогда, когда максимальные напряжения в оболочке достигнут предела текучести, так как считается, что напряжения распределены равномерно и во всех точках будут равны  $\sigma_T$ . Поэтому предельное давление можно определить из формулы (9) при  $\sigma_{\max} = \sigma_T$ :

$$p_T = \sigma_T h/kR. \quad (12)$$

Сравнение формул (11) и (12) показывает, что, представляя гидроцилиндры как толстостенные трубы, можно получить значение предельного давления, на 16% превышающее то же значение, полученное моделированием их цилиндрической оболочкой. Расчет по предельному состоянию дает завышенные значения коэффициента запаса  $n_T = p_T/p_{\max}$  при использовании формул для тонкостенных труб.

Из всего изложенного выше можно сделать вывод о целесообразности моделирования гидроцилиндров цилиндрическими оболочками и расчетов с использованием безмоментной теории. Тензометрические исследования гидроцилиндров также показывают, что замеренные напряжения хорошо согласуются со значениями,

полученными по формуле (9) безмоментной теории. Для создания рациональных конструкций гидроподъемника важно знать допускаемые значения коэффициентов запаса. Правильно выбранный запас прочности позволяет обеспечить минимальную массу гидроцилиндра при достаточной надежности в работе. Запас прочности назначают на основании опытных данных и наблюдений за поведением конструкции в эксплуатации.

В табл. 3 приведены расчетные значения  $n_T$  для гидроцилиндров самосвалов массового производства.

Расчеты проведены при наихудшем сочетании допусков наружного  $D$  и внутреннего  $d$  диаметров гильз и корпусов гидроцилиндров. При расчете по номинальным размерам коэффициенты запаса увеличиваются примерно на 5%.

Материал всех гидроцилиндров — сталь 30. Эта сталь имеет предел текучести  $\sigma_T = 300$  МПа.

Запас прочности  $n_T$  гидроцилиндра при номинальном давлении  $p_{ном}$  рабочей жидкости в гидросистеме определяют по запасу прочности наиболее нагруженной гильзы, используя формулы (9), (10) при этом давлении. Номинальное давление в гидросистеме самосвала определяется как наибольшее давление при подъеме платформы с номинальной нагрузкой. Номинальная нагрузка платформы соответствует паспортной грузоподъемности самосвала. Общая поднимаемая масса — сумма грузоподъемности и собственной массы платформы. Груз условно принимают не ссыпающимся (жестко закрепленным в кузове). Центр тяжести платформы с грузом принимают совпадающим с геометрическим центром внутреннего объема кузова.

Запас прочности гидроцилиндра при давлении  $p_{max}$ , ограниченном регулировкой предохранительного клапана, гидросистемы самосвала, определяется запасом прочности наиболее нагруженной гильзы, который рассчитывают по формулам (9), (10) при давлении начала срабатывания предохранительного клапана. Регулировка предохранительного клапана зависит от параметров примененных в гидросистеме самосвала основных гидроузлов (масляный насос, распределитель, шланг и др.). Гидроцилиндр должен обеспечивать подъем кузова с полуторакратной перегрузкой при давлении, не превышающем  $p_{max}$ . Положение центра тяжести кузова и груза при расчетах условно считают, как и в первом случае, неизменным (груз условно закреплен). Как показывает опыт эксплуатации самосвалов, недостаточное превышение  $p_{max}$  над  $p_{ном}$  часто приводит к несрабатыванию установки из-за перегрузки кузова или смещения центра тяжести груза. В то же время завышение регулируемого давления приводит к перегрузкам всех агрегатов самосвала и их ускоренному изнашиванию.

Анализ данных по серийным и опытным гидроцилиндрам позволяет рекомендовать расчетные запасы прочности гидроцилиндра автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М как значения, которым должны соответствовать расчетные запасы прочности гидроцилиндров вновь создаваемых конструкций.

## 3. Запасы прочности гидроцилиндров самосвалов массового производства

Модель; грузоподъемность; назначение самосвала	Модель гидро- цилиндра	$D$ , мм	$d$ , мм	$p_{ном}$ , МПа	$p_{max}$ , МПа	$n_T$ при $p_{ном}$	$n_T$ при $p_{max}$
ЗИЛ-ММЗ-4502; 5,8 т; строительный	4502-8603010	159 <sub>-1,59</sub>	143 <sup>+0,26</sup>	6,4	10	4,41	2,82
		137 <sub>-0,165</sub>	126 <sup>+0,26</sup>			3,77	2,41
		120 <sub>-0,14</sub>	111 <sup>+0,23</sup>			3,50	2,24
ЗИЛ-ММЗ-554М; 5,5 т, сель- скохозяйственный	554-8603010	159 <sub>-1,59</sub>	143 <sup>+0,26</sup>	8,7	13	3,24	2,17
		137 <sub>-0,165</sub>	126 <sup>+0,26</sup>			2,77	1,86
		120 <sub>-0,14</sub>	111 <sup>+0,23</sup>			2,58	1,72
ЗИЛ-ММЗ-555; 5,25 т; строи- тельный	555-8603010	159 <sub>-1,59</sub>	143 <sup>+0,26</sup>	8,6	10	3,28	2,82
		137 <sub>-0,165</sub>	126 <sup>+0,26</sup>			2,80	2,41
КамАЗ-5511; 10 т; строитель- ный	5511-8603010	121 <sub>-1,21</sub>	100,5 <sup>+0,14</sup>	12,2	20	4,27	2,61
		95 <sub>-0,14</sub>	80,8 <sup>+0,14</sup>			3,96	2,43
		75 <sub>-0,12</sub>	61,5 <sup>+0,12</sup>			4,75	2,91
ГКБ-887А; 4 т; сельскохозяйст- венный	887-8603010—А	130,5 <sub>-0,26</sub>	120 <sup>+0,46</sup>	8,8	16	2,66	1,61
		115 <sub>-0,125</sub>	105 <sup>+0,46</sup>			2,91	1,60

Рекомендуемые расчетные запасы прочности гидроцилиндров самосвалов приведены ниже:

	Гильзы	Корпуса
При номинальном давлении . . . . .	2,7 ... 3	Более 3
При максимальном давлении . . . . .	1,8 ... 2	Более 2

Выбор значения  $n_T$  для гильз при максимальном давлении зависит от четкости срабатывания предохранительного клапана. Меньшие значения  $n_T$  соответствуют меньшим разбросам максимального давления начала срабатывания клапана. Рекомендуемые значения  $n_T$  гидроцилиндров при максимальном давлении несколько выше, чем принятые запасы прочности при расчете элементов надрамников и платформ в момент подъема груза ( $n_T=1,3 \dots 1,6$ ).

Увеличение значений  $n_T$  для корпусов, по сравнению со значениями  $n_T$  гильз, объясняется тем, что корпус должен обладать достаточной прочностью и жесткостью в местах соединения с поворотными цапфами и днищем. Корпус также может подвергаться ударным нагрузкам во время движения автомобиля. Поэтому он должен эффективно противостоять образованию вмятин.

Расчет гидроцилиндров по безмоментной теории цилиндрических оболочек широко распространен ввиду его простоты. Однако при моделировании в расчетной схеме гидроцилиндров безмоментными оболочками влияние краевых эффектов, которые наблюдаются в местах изменения толщины стенки гидроцилиндра, в зонах выточек, в зоне соединения корпуса с крышкой и, наконец, в зонах приложения нагрузок (рис. 52, в), не учитывается.

Обычно напряжениям краевого эффекта отводится «пассивная» роль. Принято считать, что разрушение пластического материала не наступает даже при наличии больших местных напряжений, так как происходит перераспределение пластических деформаций, градиенты напряжений уменьшаются, и предельное состояние оболочки — это безмоментное состояние.

На рис. 52, г показано распределение меридиональных напряжений в зоне краевого эффекта (соединения корпуса с крышкой) по толщине и по образующей. В этом случае максимальные напряжения могут в несколько раз превышать напряжения, рассчитанные по безмоментной теории. При увеличении давления напряжения в зоне краевого эффекта достигают предела текучести, и достаточно быстро (из-за небольшой толщины стенки) в сечении образуется пластический шарнир, т. е. радиальный момент в этом сечении не увеличивается. Дальнейшее увеличение давления приводит к распространению пластических деформаций по длине образующей цилиндра. В предельном состоянии, как показывают испытания, цилиндр принимает бочкообразную форму, когда зона пластических деформаций охватывает весь цилиндр. Как видим, процесс перехода цилиндра к предельному состоянию достаточно сложен, и расчет в этом состоянии по формулам безмоментной теории является приближенным, так как пластические деформации вначале образуются от напряжений, действующих в меридиональ-

ном направлении (по образующей цилиндра), по формуле (9) можно определить напряжения предельного состояния только в окружном направлении. В итоге приближенность расчета по безмоментной теории сказывается на значении коэффициента запаса, который выбирают достаточно грубо.

Напряжения не всегда определяют надежность системы. Для исчерпывающего решения вопроса необходимо знать, как ведет себя система при наличии заметных отклонений эксплуатационных параметров от номинальных значений. Для гидроцилиндров лимитирующим фактором может оказаться значение остаточных деформаций, которые препятствуют нормальной работе цилиндров. Желательно было бы определить максимальное давление в гидроцилиндре, при котором остаточные деформации не превышают заданного значения. В этом случае гидроцилиндры необходимо рассматривать как цилиндрические оболочки с учетом краевых эффектов [5].

На рис. 52, *д—ж* представлены схемы элементов гидроцилиндра, различные конструктивные особенности которых влияют на его напряженное состояние, поэтому оно должно быть оценено с учетом краевых эффектов. Если представить среднюю часть днища кольцевой пластиной с защемленными краями, то в ней возникнут радиальные моменты, эпюра распределения которых показана на рис. 52, *з*. В средних сечениях пластины радиальные моменты  $M_1$  равны нулю, зато угол поворота этих сечений наибольший. Поэтому максимальных значений достигнет окружной момент  $M_2$ , что и подтверждается экспериментом. В эксперименте гидроцилиндр не нагружался усилием подъема, так как испытания гидроцилиндра проводились вне самосвала.

Более точно расчет нужно вести с учетом взаимодействия корпуса и крышки.

Один из этапов расчета гидроцилиндра является выбор его геометрических параметров. Определим диаметр и толщину  $h$  стенок гильзы из расчета по безмоментной теории. Рассмотрим простейшую схему (рис. 52, *и*), соответствующую началу выдвижения одной гильзы цилиндра относительно другой. Из силового расчета известно усилие  $P$ , развиваемое гидроцилиндром, определяется давлением  $p$  в цилиндре и площадью внутреннего просвета  $F_0 = \pi r_0^2$  неподвижной гильзы:  $P = pF_0$ .

Отсюда можно определить необходимый внутренний радиус неподвижной гильзы:

$$r_1 = r_0 + \Delta = \sqrt{P/(\pi p)} + \Delta. \quad (13)$$

Максимальные напряжения, возникающие в неподвижной гильзе как наиболее нагруженной, не должны превышать допустимых значений:

$$\sigma_{\max} = pR/h \leq [\sigma] = \sigma_T/n_T.$$

Для предельного случая ( $\sigma_{\max} = [\sigma]$ ) можно записать равенство

$$h/R = p/[\sigma] = \alpha_0, \quad (14)$$

Если учесть, что  $r_1 = R - h/2 = R(1 - 0,5h/R)$  и  $R = r_1/(1 - 0,5\alpha_0)$ , то из выражения (14) можно определить необходимую толщину стенки гильзы при известном внутреннем радиусе  $r_1$ :

$$h = r_1 \alpha_0 / (1 - 0,5\alpha_0). \quad (15)$$

Таким образом, последовательность выбора размеров гильз следующая. Начинать нужно с определения размеров  $i$ -й гильзы, при выдвигении плунжера относительно которой в гидроцилиндре возникает максимальное давление (как правило, это предпоследняя гильза). Внутренний радиус  $i$ -й гильзы  $r_{1i}$  определяется по формуле (13), где  $P$  — усилие, которое должен развивать гидроцилиндр в момент выдвигения  $(i+1)$ -го плунжера, а  $p = p_{\max}$  — максимальное допустимое давление в гидроцилиндре. Толщина стенки  $i$ -й гильзы  $h_i$  определяется по формуле (15). Внутренний радиус предыдущей  $(i-1)$ -й гильзы, для которой  $i$ -я гильза является плунжером,

$$r_{1(i-1)} = r_{0(i-1)} + \Delta,$$

где  $r_{0(i-1)} = r_{1(i)} + h_i = r_{1(i)}(1 + 0,5\alpha_0) / (1 - 0,5\alpha_0)$  — радиус внутреннего просвета  $(i-1)$ -й гильзы или радиус  $i$ -го плунжера.

При известном  $r_{1(i-1)}$  толщину  $h_{i-1}$  находят по формуле (15).

Таким образом могут быть определены размеры всех гильз и корпуса, кроме последнего плунжера. Определяя толщину стенки корпуса по формуле (15), необходимо учесть, что значение  $\alpha_0$  в этом случае будет отличаться от значений, вычисленных для гильз, так как для корпуса принимаются другие коэффициенты запаса, а значит другие допускаемые напряжения. Толщину стенки последнего плунжера выбирают из других соображений, так как давление в нем не действует, а внешний диаметр его определяется диаметром внутреннего просвета предпоследней гильзы.

Выбирая размеры гильз по приведенной выше методике, можно получить равнопрочные гильзы. Однако при проектировании гидроцилиндров необходимо помнить, что диаметры плун-

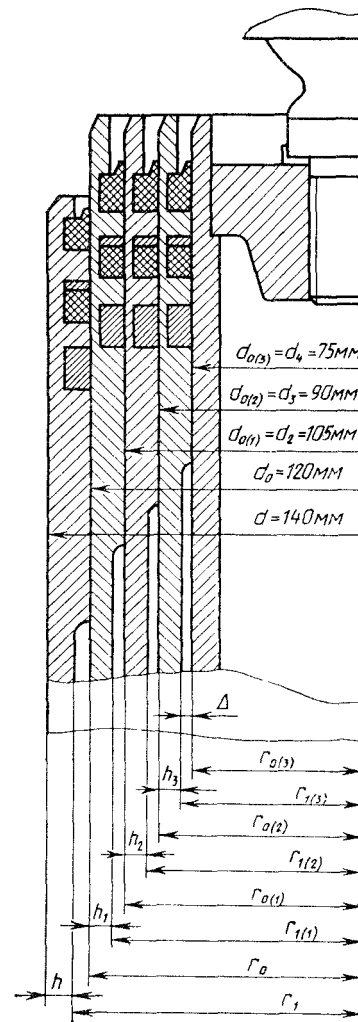


Рис. 53. Верхняя часть гидроподъемника

жеров ( $d_0 = 2r_0$ ) должны удовлетворять стандартному ряду размеров. Для этого приходится корректировать расчетные значения толщин стенок гильз.

**Пример 2.** Необходимо выбрать размеры гильз и корпуса гидроцилиндра 6Э4501, состоящего из четырех плунжеров (рис. 53). Предположим, что максимальное давление, действующее в цилиндре при номинальной загрузке платформы,  $p_{\max} \leq 10$  МПа. Максимальное давление возникает в момент выдвижения последнего плунжера. При этом гидроцилиндр должен развивать усилие  $P = 44$  кН.

Примем  $\sigma_T = 300$  МПа;  $\Delta = 3$  мм. Тогда для гильз  $n_T = 2,8$  и  $[\sigma] = 300/2,8 = 107$  МПа; для корпуса  $n_T = 3$  и  $[\sigma] = 300/3 = 100$  МПа.

Определение размеров начинаем с третьей гильзы.

$$r_{1(3)} = r_{0(3)} + \Delta = \sqrt{44 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 107)} + 3 \cdot 10^{-3} = 40,5 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр просвета третьей гильзы и диаметр четвертого плунжера  $d_{0(3)} = 2r_{0(3)} = 75$  мм. Внутренний диаметр третьей гильзы

$$d_{1(3)} = 2r_{1(3)} = 2 \cdot 40,5 = 81 \text{ мм.}$$

При  $\alpha_0 = 10/107 = 0,0935$  толщина стенки третьей гильзы  $h_3 = 40,5 \cdot 0,0935 / (1 - 0,5 \cdot 0,0935) = 4$  мм;  $r_{1(2)} = r_{0(2)} + \Delta$ ;  $r_{0(2)} = r_{1(3)} + h_3 = 40,5 + 4 = 44,5$  мм.

Значение  $d_{0(2)} = 89$  мм не удовлетворяет стандартному ряду. Поэтому толщину третьей гильзы следует увеличить. Примем  $h_3 = 4,5$  мм; тогда  $r_{0(2)} = 40,5 + 4,5 = 45$  мм и  $r_{1(2)} = 45 + 3 = 48$  мм. Принимаем  $d_{0(2)} = 90$  мм;  $d_{1(2)} = 96$  мм. Тогда

$$h_2 = 48 \cdot 0,0935 / (1 - 0,5 \cdot 0,0935) = 4,7 \text{ мм;}$$

$$r_{1(1)} = r_{0(1)} + \Delta;$$

$$r_{0(1)} = r_{1(2)} + h_2 = 48 + 4,7 = 52,7 \text{ мм.}$$

Чтобы значение  $d_{0(1)}$  удовлетворяло стандартному ряду, уменьшим толщину первой гильзы и примем  $h_2 = 4,5$  мм; тогда  $r_{0(1)} = 48 + 4,5 = 52,5$  мм и  $r_{1(1)} = 52,5 + 3 = 55,5$  мм. Принимаем  $d_{0(1)} = 105$  мм;  $d_{1(1)} = 111$  мм;

$$h_1 = 55,5 \cdot 0,0935 / (1 - 0,5 \cdot 0,0935) = 5,45 \text{ мм.}$$

Определим размеры корпуса:

$$r_0 = r_{1(1)} + h_1 = 55,5 + 5,45 = 61 \text{ мм.}$$

Значение  $d_0 = 122$  мм не удовлетворяет стандартному ряду. Поэтому толщину первой гильзы следует уменьшить, и принять  $h_1 = 4,5$  мм; тогда  $r_0 = 55,5 + 4,5 = 60$  мм и  $r_1 = 60 + 3 = 63$  мм. Принимаем  $d_0 = 120$  мм;  $d_1 = 126$  мм.

Толщину первой гильзы пришлось уменьшить по сравнению с расчетной почти на миллиметр, в результате чего пропорционально уменьшился коэффициент запаса по сравнению с принятым  $n_T = 2,8$ . Для этой гильзы  $n_T = 2,8 \cdot 4,5 / 5,45 = 2,3$ , что опасно. Толщину корпуса определяем при  $\alpha_0 = 100/1000 = 0,1$ :

$$h = 63 \cdot 0,1 / (1 - 0,5 \cdot 0,1) = 7 \text{ мм.}$$

При этом внешний диаметр корпуса равен 140 мм.

Из приведенного примера видно, что необходимость соблюдения стандартного ряда при выборе диаметров плунжеров не позволяет создавать гидроцилиндры с равнопрочными гильзами. У предпоследней гильзы (третьей) приходится толщину стенки увеличивать, а у первой и второй — уменьшать, что приводит к

уменьшению коэффициента запаса этих гильз. Условие равнопрочности гильз  $\alpha_0 = h/R = p/[\sigma] = \text{const}$ .

Рассмотрим теперь факторы, от которых зависит материалоемкость гидроцилиндра. Корпус без днища и гильзы условно можно представить состоящим из двух участков  $l_1$  и  $l_2$ , имеющих различные площади поперечного сечения. Эти площади характеризуют материалоемкость гильз и корпуса. Обозначим площадь поперечного сечения первого участка с внутренним радиусом  $r_1$  через  $F_1$ , а аналогичную площадь второго участка с внутренним радиусом  $r_0$  — через  $F_2$  (рис. 52, *u*).

Площадь  $F_1 = 2\pi R h$  с учетом того, что  $R = r_1 / (1 - 0,5\alpha_0)$ , и формулы (14)

$$F_1 = 2\pi r_1^2 \alpha_0 / (1 - 0,5\alpha_0)^2.$$

Для гидроцилиндров величиной  $(0,5\alpha_0)^2$  можно пренебречь; тогда

$$F_1 = 2\pi r_1^2 \alpha_0 / (1 - \alpha_0). \quad (16)$$

Для того чтобы проанализировать факторы, влияющие на материалоемкость гидроцилиндра (изготовлен из заданного материала с определенным допускаемым напряжением  $[\sigma]$ ), который должен развивать определенное усилие  $P$ , выразим  $F_1$  через эти величины. Используя формулу (13), получим  $r_1^2 = r_0^2 (1 + \Delta/r_0)^2$ . Величиной  $(\Delta/r_0)^2$  можно пренебречь; тогда  $r_1^2 = r_0^2 (1 + 2\Delta/r_0)$ . Из формулы  $P = pF_0$  получим  $\pi r_0^2 = P/p = P[\sigma]/p[\sigma] = P/([\sigma]\alpha_0)$  и  $r_0 = \sqrt{P/(\pi\alpha_0[\sigma])}$ . Подставляя  $r_1^2$  с учетом  $r_0$  в формулу (16), получим

$$F_1 = (2P/[\sigma]) (1 + 2\Delta \sqrt{\pi\alpha_0} \sqrt{[\sigma]/P}) / (1 - \alpha_0).$$

Это выражение можно записать в виде

$$F_1 = 2(F + 2\Delta \sqrt{\pi\alpha_0 F}) / (1 - \alpha_0), \quad (17)$$

где  $F = P/[\sigma]$  — площадь эквивалентного бруса, в котором при действии  $P$  возникают напряжения  $[\sigma]$ . Площадь  $F_2$  получим из следующего выражения:  $F_2 = F_1 + (\pi r_1^2 - \pi r_0^2)$  (рис. 52, *u*), которое с использованием полученных ранее выражений преобразовывается к виду

$$F_2 = F_1 + 2\Delta \sqrt{\pi F / \alpha_0}. \quad (18)$$

Масса гильзы (корпуса) определяется по формуле

$$m = (F_1 l_1 + F_2 l_2) \rho.$$

Длину участков  $l_1$  и  $l_2$  можно выразить через всю длину гильзы или корпуса:  $l_1 = k_1 l$ ;  $l_2 = k_2 l$  (для реальных конструкций  $k_1 = 0,8 \dots 0,9$  и  $k_2 = 0,1 \dots 0,2$ ;  $k_1 + k_2 = 1$ ). Тогда масса гильзы (корпуса) определяется следующим образом:

$$m = F^* l \rho,$$

где  $F^*$  — приведенная площадь поперечного сечения гильзы (корпуса), характеризующая их металлоемкость;

$$F^* = F_1 k_1 + F_2 k_2. \quad (19)$$

Анализ выражения (19) с учетом формул (17) и (18) показывает, что металлоемкость гидроцилиндра можно уменьшить, если уменьшить  $P$ , оптимально располагая гидроцилиндр, или увеличить  $[\sigma]$ , применяя высококачественный материал. Все это приводит к уменьшению  $F$ , а значит к уменьшению  $F_1$ ,  $F_2$  и  $F^*$ . При заданных  $P$  и  $[\sigma]$  металлоемкость гидроцилиндров зависит от  $\Delta$  и  $\alpha_0$ ; чтобы уменьшить металлоемкость, зазор  $\Delta$  нужно уменьшать. Зависимость металлоемкости от  $\alpha_0$  или давления более сложная. Площадь  $F_1$  с увеличением  $\alpha_0$  или  $p$  растет, а вот второе слагаемое в выражении (18) резко уменьшается.

Рассмотрим изменение  $F_1$ ,  $F_2$  и  $F^*$  от  $\alpha_0$  или  $p$  для трех значений развиваемого усилия:  $P_1 = 20$  кН;  $P_2 = 50$  кН и  $P_3 = 80$  кН. При этом примем  $\sigma_T = 300$  МПа;  $n_T = 3$ ;  $[\sigma] = 100$  МПа;  $\Delta = 3$  мм;  $k_1 = 0,9$ ;  $k_2 = 0,1$ .

На рис. 54 показаны графики изменения  $F_1$ ,  $F_2$  и  $F^*$  в зависимости от  $\alpha_0$  при различных  $P$ . Диапазон изменения  $\alpha_0$  соответствует реальному изменению этой величины для применяемых гидроцилиндров. В данном случае, например при  $\alpha_0 = 0,1$   $p = 10$  МПа.

С увеличением  $\alpha_0$  (увеличением давления) металлоемкость гильзы и корпуса гидроцилиндра растет. Оптимальным, при использовании стали с  $[\sigma] = 100$  МПа, является давление  $p = 10$  МПа. При увеличении давления до 20 МПа металлоемкость гильз или корпуса увеличивается на 15...17%. Оценка влияния давления на металлоемкость всего гидроцилиндра (вместе с крышкой и плунжером) является более сложной задачей, так как требует учета дополнительных конструктивных особенностей.

Проведенный анализ показывает, что для данного материала с заданным допускаемым напряжением существует оптимальное значение максимального давления, при котором металлоемкость гидроцилиндра минимальна. С увеличением максимального давления можно добиться существенного уменьшения металлоемкости гидроцилиндра только в случае применения более высококачественных материалов.

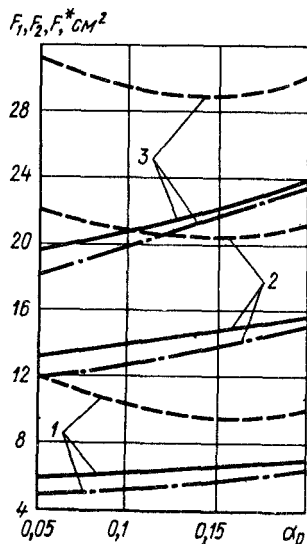


Рис. 54. Изменение площадей поперечных сечений цилиндра:

1 —  $P = 20$  кН; 2 —  $P = 50$  кН; 3 —  $P = 80$  кН; сплошные кривые —  $F_2$ ; штриховые кривые —  $F_1$ ; штрихпунктирные кривые —  $F^*$

## НАДРАМНИК

При работе автомобиля-самосвала надрамник, взаимодействуя с рамой и платформой, подвергается сложному комплексу нагрузок, которые могут быть схематизированы следующим образом:

1) изгиб от вертикальных и горизонтальных нагрузок, передаваемых со стороны платформы и рамы при движении самосвала по дороге;

2) кручение и горизонтальный изгиб от перекоса самосвала во время преодоления неровностей дороги и при разгрузке;

3) изгиб от усилий подъемного механизма и груженой платформы при подъеме и сбрасывании груза.

На стадии проектирования, как правило, расчетов от нагрузок, указанных в первом пункте, не проводят. Это объясняется тем, что изгиб лонжеронов надрамника от вертикальных реакций платформы незначителен [1]. Надрамник и рама работают как две параллельные балки, но моменты инерции лонжеронов надрамника намного меньше, чем момент инерции лонжеронов рамы, поэтому моменты, воспринимаемые ими, незначительны. Опоры платформы на надрамник должны располагаться в зонах опор надрамника на раму.

Расчеты от горизонтальных нагрузок, передаваемых на надрамник со стороны платформы и рамы, не проводят из-за неопределенности этих нагрузок, хотя усталостная прочность надрамника в зоне поворотных шарниров и в зоне направляющих платформ во многом определяется этими нагрузками.

От нагрузок, указанных во втором пункте, на стадии проектирования проводят только расчет на кручение. Чтобы учесть горизонтальный изгиб надрамника, необходимо рассчитать систему рама — надрамник — платформа на кручение, так как горизонтальные нагрузки, действующие над надрамник, зависят от взаимодействия его с рамой и платформой в этой системе. При этом большое значение имеют характеристики (зазоры и жесткость) связей, которыми надрамник соединен с рамой и платформой. Эти характеристики, как правило, не определены. Поэтому проводить расчеты всей системы целесообразно на стадии доводки, когда можно на основании экспериментальных данных уточнить расчетную схему и проанализировать влияние связей на напряженно-деформированное состояние системы.

На стадии проектирования большое значение имеет расчет надрамника на кручение, особенно при проектировании самосвалов на универсальных шасси, имеющих малую угловую жесткость рам. Большое значение этих расчетов объясняется тем, что при использовании надрамника увеличивается угловая жесткость системы рама — надрамник, а это позволяет повысить устойчивость самосвала при разгрузке. Расчету надрамника на кручение уделено основное внимание, так как расчет его от усилий, указанных в третьем пункте, не представляет затруднений, особенно при использовании ЭВМ. При этом может быть учтен не только вер-

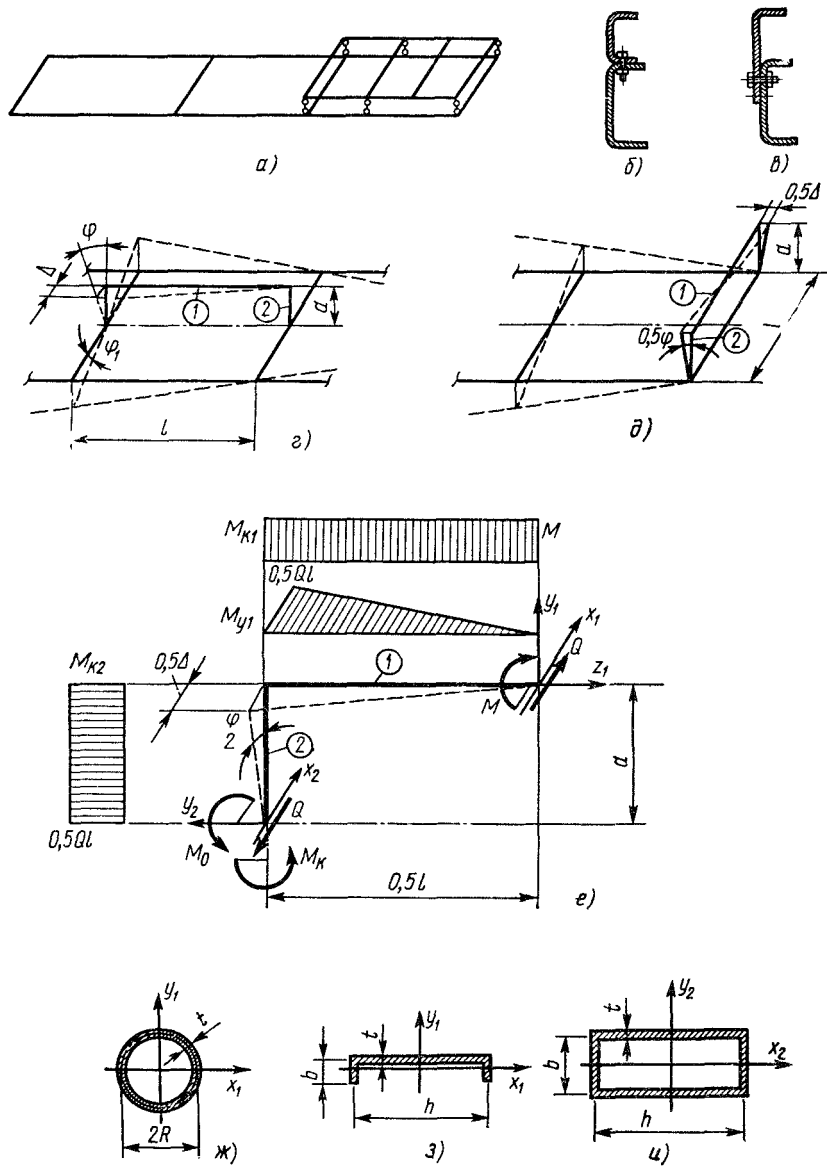


Рис. 55. Схемы пространственного взаимодействия рамы и надрамника

тикальный и горизонтальный изгиб от действия составляющих усилий подъемника, но и стесненное кручение элементов надрамника, вызываемое этими усилиями.

Можно выделить два способа крепления надрамника на раме автомобиля. По первому способу лонжероны надрамника и рамы шарнирно соединены в нескольких точках (рис. 55, а). В этом случае надрамник и рама работают параллельно, и повысить угловую жесткость системы рама — надрамник можно только значительно увеличив угловую жесткость надрамника. Добиваются этого, вводя в надрамник элементы закрытого профиля или используя в пролетах крестовины. Обычно элементами закрытого профиля являются поперечины. Однако в лонжеронах надрамников, которые, как правило, имеют открытый профиль, при кручении возникают большие напряжения стесненного кручения. Использование крестовин также приводит к возникновению больших напряжений в местах соединения их с другими элементами надрамника. Как правило, долговечность этих соединений небольшая.

Представляется более эффективным, в смысле увеличения угловой жесткости при минимальной металлоемкости, другой способ крепления надрамника, когда он непосредственно выступает усилителем рамы. В этом случае надрамник жестко крепится к лонжерону рамы во многих местах. Сечения лонжеронов надрамника и рамы объединяются в одно — надрамник и рама представляют собой жесткую пространственную конструкцию.

Однако реализация такой конструкции на универсальном шасси может снизить надежность рамы, когда она используется без надрамника на шасси бортового автомобиля или автомобиля-тягача.

Например, надрамник и рама могут быть жестко соединены болтами, непосредственно скрепляющими полки лонжеронов надрамника и рамы (рис. 55, б). При таком соединении сечения лонжеронов надрамника и рамы объединяются в одно целое. Когда же надрамник отсутствует, то наличие болтовых отверстий в верхней полке лонжерона рамы может отрицательно сказаться на долговечности рамы. От этого недостатка свободно соединение, показанное на рис. 55, в. В данном случае лонжерон надрамника непосредственно является усилителем лонжерона рамы, и если надрамник не устанавливается, то отверстия в стенке лонжерона рамы менее опасны. Однако при сборке конструкций, показанных на рис. 55, б и в, возникают трудности, если рамы и надрамники изготовлены на разных заводах. Существующие большие допуски по ширине рам затрудняют беззазорное соединение. Такие конструкции проще создавать на заводах, выпускающих рамы специально для самосвалов

Угловую жесткость рамы можно также увеличивать введением отдельных продольных или поперечных элементов 1 (рис. 55, г и д), вынесенных из плоскости рамы и жестко соединенных с ней вертикальными кронштейнами 2. При продольном расположении элемента (рис. 55, г) он закручивается на угол  $\varphi$ , и его концевые

сечения взаимно перемещаются в горизонтальной плоскости на величину  $\delta$ , что приводит к изгибу элемента в этой плоскости.

Таким образом, жесткость рамы можно повысить, устанавливая параллельно ее плоскости элемент, обладающий крутильной и изгибной жесткостью.

Аналогично влияет на угловую жесткость рамы установка поперечного элемента (рис. 55, *д*).

При расчете системы учтем симметрию и пренебрежем изгибной податливостью кронштейнов и элементов рамы (рис. 55, *ж*). Из условия равновесия моменты, возникающие в соединении кронштейнов с рамой,

$$M_0 = M(Q) + M = Qa + M; \quad M_k = Q \cdot 0,5l.$$

Момент  $M_0$  препятствует закручиванию рамы. Момент  $M_k$  закручивает кронштейн. Моменты  $M_0$  и  $M_k$  деформируют элементы рамы; в данном случае этими деформациями пренебрегаем.

Кинематические условия деформирования системы (рис. 55, *г*) следующие:

$$\varphi = \varphi_1 = \theta l;$$

$$\delta = \varphi a = \theta a l,$$

где  $\theta$  — относительный угол закручивания рамы.

Связь между перемещениями и усилиями определяется формулами (рис. 55, *ж*)

$$0,5\delta = Q(0,5l)^3 / (3E_1 I_{y1}) + M_k a \cdot 0,5l / (G_2 I_{k2});$$

$$0,5\varphi = M(0,5l) / (G_1 I_{k1}).$$

Таким образом,

$$Q = \frac{12E_1 I_{y1} a}{l^2 \left(1 + 6 \frac{a}{l} \frac{E_1 I_{y1}}{G_2 I_{k2}}\right)} \theta; \quad (20)$$

$$M = G_1 I_{k1} \theta.$$

Выражение для момента  $M_0$  перепишем в виде

$$M_0 = (M(Q)/M + 1) M.$$

По величине  $M(Q)/M$  можно судить об относительном влиянии изгибной и крутильной жесткости элемента на жесткость рамы. В соответствии с формулами (20)  $M(Q)/M = 12k_1\beta^2 / (1 + 6\beta k_2)$  [ $\beta = a/l$ ;  $k_1 = E_1 I_{y1} / (G_1 I_{k1})$ ] — отношение изгибной и крутильной жесткости элемента;  $k_2 = E_1 I_{y1} / (G_2 I_{k2})$  — отношение изгибной жесткости элемента и крутильной жесткости кронштейна]. Таким образом, момент, противодействующий закручиванию рамы при установке элемента,

$$M_0 = \left( \frac{12k_1\beta^2}{1 + 6\beta k_2} + 1 \right) G_1 I_{k1} \theta. \quad (21)$$

Если элемент имеет открытый профиль, то его жесткость на изгиб в сотни раз больше, чем на кручение. Поэтому в формуле (21) значение первого слагаемого намного больше единицы, и тогда это выражение можно записать в виде

$$M_o = \frac{12\beta^2}{1 + 6\beta k_2} EI_{y1}\theta. \quad (22)$$

Сравним эффективность установки тонкостенных элементов закрытого и открытого профиля одинаковой массы. В первом случае элемент представляет собой тонкостенную трубу (рис. 55, з). Во втором случае труба разворачивается в швеллер (рис. 55, к) у которого длина средней линии поперечного сечения  $s = h + 2b = 2\pi R \approx 6R$ .

Об эффективности установки первого и второго элементов будем судить по отношению противодействующих моментов  $M_{o(2)}/M_{o(1)}$ , создаваемых этими элементами, и по отношению максимальных напряжений  $\sigma_{\max(1)}/\sigma_{\max(2)}$ , возникающих в них при одном и том же значении относительного угла закручивания рамы.

Эквивалентные напряжения  $\sigma_1$  в трубе, работающей на изгиб с кручением, определим по третьей теории прочности:

$$\sigma_{(1)} = M_o/W_n \quad (M_o = \sqrt{M_{y1}^2 + M_{k1}^2} = M_{k1} \sqrt{(M_{y1}/M_{k1})^2 + 1}; \quad W_n \approx \pi R^2 t).$$

Для опасного сечения  $M_{k1} = M$ ;  $M_{y1} = Ql/2$  (рис. 55, ж). В соответствии с формулами (20)  $M_{y1}/M_{k1} = 6k_1\beta/(1 + 6\beta k_2)$ . Прочность тонкостенного элемента открытого профиля в основном определяется напряжениями изгиба  $\sigma_{(2)} = M_{y1}/W_{y1}$ . Считаем, что элемент не испытывает стесненного кручения. В соответствии с формулами (20)  $\sigma_{\max(2)} = Ql/2W_{y1} = 6E_1\beta I_{y1}\theta/[ (1 + 6\beta k_2) W_{y1} ]$ . Так как  $I_{y1}/W_{y1} \approx 0,5h$ , то  $\sigma_{\max(2)} = 3E_1\beta h\theta/(1 + 6\beta k_2)$ . В нашем случае задана длина средней линии поперечного сечения швеллера  $s = 6R$ , поэтому конкретное значение  $\sigma_{\max(2)}$  можно получить, если задаться соотношением  $m = h/b$ , так как  $s = h + 2b$  и  $h = sm/(m + 2)$ .

Значение  $m$  получим из следующих соображений. Наиболее рациональным будет тот элемент, для которого отношение  $M_o/\sigma_{\max}$  имеет наибольшее значение. Для элемента открытого профиля в соответствии с полученными формулами  $M_{o(2)}/\sigma_{\max(2)} = \beta W_{y1}/2$ , т. е. при заданном  $\beta = a/l$  и постоянном  $s$  необходимо стремиться к максимальному  $W_{y1}$ . Таким образом, значение  $m$  определяется из условия  $dW_{y1}/dm = 0$ . Если учесть, что для швеллера  $W_{y1} = th(h + 6b)/6$  или  $W_{y1} = ts^2m(m + 6)/[6(m + 2)^2]$ , то максимальное значение момент сопротивления  $W_{y1}$  принимает при  $m = 6$ . При этом значении  $m$  и при  $s = 6R$  размеры швеллера  $h = 4,5R$  и  $b = 0,75R$ .

Расчеты проведем с учетом того, что кронштейн 2 (рис. 55, з) имеет замкнутое сечение (рис. 55, у) с размерами  $h = 6R$  и  $b = 2R$ . Тогда  $I_{k2} = 2tb^2h^3/(b + h) = 36R^3t$ .

При расчете примем  $R/t = 10$ ;  $E_1/G_1 = E_1/G_2 = 2,5$ .

Для трубы  $I_{k1} = 2\pi R^3t$ ;  $I_{y1} = \pi R^3t$ ;  $k_1 = 1,25$ ;  $k_2 = 0,22$ .

Для швеллера  $I_{k1}st^3/3 = 2Rt^3$ ;  $I_{y1} = th^2(h + 6b)/2 = ts^3m^2(m + 6)/[12(m + 2)^3] = 15,2R^3t$ ;  $k_1 = 1900$ ;  $k_2 = 1,05$ . Угловая жесткость

трубы в 314 раз больше, чем жесткость швеллера, а изгибная жесткость меньше в 4,8 раза.

Ниже представлены отношения моментов, противодействующих закручиванию рамы при установке тонкостенной трубы и швеллера одинаковой массы для четырех возрастающих значений  $\beta$ , характеризующих увеличение «пространственности» системы. Там же приведены отношения максимальных напряжений, возникающих в элементах.

$\beta = a/l$ . . . . .	0,2	0,3	0,4	0,5
$M_{o(2)}/M_{o(1)}$ . . . . .	0,87	1,15	1,29	1,34
$\sigma_{\max(1)}/\sigma_{\max(2)}$ . . . . .	1,04	1,09	1,15	1,21

С увеличением «пространственности» системы рациональнее использовать элемент открытого профиля с большой изгибной жесткостью. Например, при  $\beta=0,5$  противодействующий момент, создаваемый швеллером, на 34% больше, чем момент, создаваемый трубой, а напряжения в ней на 21% выше. При уменьшении «пространственности» системы или же при увеличении податливости кронштейнов (увеличении  $k_2$ ) эффективность применения открытых профилей снижается. Например, если  $k_2=2$ , при  $\beta=0,5$   $M_{o(2)}/M_{o(1)}=1$ , хотя  $\sigma_{\max(1)}/\sigma_{\max(2)} \approx 1,6$ .

Об эффективности элементов одинаковой массы можно судить по значению  $M_o/\sigma_{\max}$  при  $\beta=0,5$  ( $M_{o(2)}/\sigma_{\max(2)}$ ) : ( $M_{o(1)}/\sigma_{\max(1)} = (M_{o(2)}/M_{o(1)}) (\sigma_{\max(1)}/\sigma_{\max(2)}) = 1,34 \cdot 1,21 \approx 1,6$ .

Оценим теперь, как меняется угловая жесткость рамы при установке продольного или поперечного элемента. Жесткость рамы до установки элемента

$$C_p = M/\varphi_p, \quad (23)$$

где  $M$  — момент, закручивающий раму и создаваемый, например, парами, приложенными к первой и последней поперечинам;  $\varphi_p$  — угол закручивания рамы, определяемый как разность углов поворота первой  $\varphi_1$  и последней  $\varphi_2$  поперечин. После установки элемента от того же момента  $M$  система закрутится на угол  $\varphi_{p1} < \varphi_p$ . При этом рама будет закручиваться моментом  $M_1$ , и на нее, в местах соединения с кронштейнами, будут действовать противодействующие моменты  $M_o$  и моменты  $M_k$  (рис. 55, ж). Работа, совершаемая внешним моментом  $M$  на перемещениях  $\varphi_{p1}$ , расходуется на увеличение потенциальной энергии рамы и на компенсацию работы, совершаемой противодействующими моментами  $M_o$ .

$$M\varphi_{p1} = M_1\varphi_{p1} + M_o\varphi.$$

Если учесть, что  $\varphi = \theta l = \varphi_{p1} l/L$  ( $L$  — длина рамы) и  $M_1 = C_p\varphi_{p1}$ , то

$$\varphi_{p1} = (M - M_o l/L)/C_p.$$

Жесткость рамы с установленным элементом определяется по формуле  $C_{p1} = M/\varphi_{p1}$ . С учетом выражения для  $\varphi_{p1}$   $C_{p1} = C_p/[1 - M_o l/(ML)]$ . Это выражение перепишем в виде

$$C_{p1}/C_p = [1 - M_o l/(ML)]^{-1}. \quad (24)$$

Отношение  $C_{p1}/C_p$  характеризует увеличение угловой жесткости рамы при установке продольного или поперечного элемента (рис. 55, *г, д*).

**Пример 3.** Определить увеличение угловой жесткости рамы при установке поперечного элемента в виде трубы или швеллера. Длина рамы  $L=6$  м. Длина поперечного элемента равна ширине рамы  $l=0,86$  м (рис. 55, *д*). После установки поперечного элемента рама закручивается моментом  $M=2$  кН·м на угол  $\Phi_{p1}=5^\circ$ .

Поперечный элемент в виде трубы имеет размеры сечения  $R=40$  мм,  $t=4$  мм (рис. 55, *з*). Для этого сечения  $I_{x1}=2I_{y1}=160,8$  см<sup>4</sup>. Швеллер той же массы имеет размеры сечения  $h=180$  мм,  $b=30$  мм (рис. 55, *и*),  $I_{y1}=389$  см<sup>4</sup>. Относительный угол закручивания рамы  $\alpha=1,45 \cdot 10^{-2}$  рад/м. Расчеты проведем при  $\beta=0,5$ . Определим увеличение угловой жесткости рамы при установке поперечного элемента в виде швеллера.

По формуле (22) определим противодействующий момент  $M_0=8,15$  кН·м. Тогда в соответствии с формулой (24) элемент в виде швеллера увеличивает угловую жесткость рамы в 2,4 раза ( $C_{p1}/C_p=2,4$ ). При этом максимальные напряжения в элементе  $\sigma_{\max}=189$  МПа. При установке трубы  $M_0=6,08$  кН·м и  $C_{p1}/C_p=1,8$ . Максимальные напряжения в трубе  $\sigma_{\max}=229$  МПа.

Формулы (20)–(24) являются приближенными и приведены для того, чтобы более наглядно показать физическую суть взаимодействия рамы и элементов, увеличивающих ее «пространственность». При расчетах не учитывался вертикальный и горизонтальный изгиб элементов рамы от моментов  $M_0$  и  $M_k$  (рис. 55, *ж*). Учет изгибной податливости элементов рамы приведет к снижению противодействующего момента, создаваемого элементом, что равносильно снижению жесткости кронштейнов. Поэтому продольное расположение элементов (рис. 55, *г*) менее эффективно, чем поперечное (рис. 55, *д*), так как в первом случае моменты  $M_0$  и  $M_k$  (рис. 55, *ж*) непосредственно деформируют поперечину, жесткость которой, как правило, меньше, чем жесткость лонжерона.

При установке надрамника (рис. 55, *а*) нужно стремиться к жесткому соединению задней поперечины надрамника и рамы. В этом случае угловая жесткость системы будет увеличиваться не только за счет угловой жесткости надрамника, но и за счет пространственного взаимодействия рамы и задней поперечины надрамника, как показано на рис. 55, *д*. Однако следует помнить, что, увеличивая «пространственность» системы, мы тем самым увеличиваем нагруженность рамы горизонтальными изгибающими моментами. Это может привести к заметному увеличению горизонтальных напряжений в лонжеронах, так как их моменты сопротивления в горизонтальной плоскости небольшие.

Таким образом, надрамник следует рассматривать не только как конструктивный элемент, на котором крепятся подъемный механизм и платформа, но и как силовой элемент, активно влияющий на напряженно-деформированное состояние системы. Рациональность конструкции надрамника или элементов, его заменяющих, определяется возможностью обеспечения достаточной угловой жесткости системы и надежности ее в эксплуатации при минимальной металлоемкости. Жесткость и прочность надрамника при кручении во многом определяются конструкцией узлов (соедине-

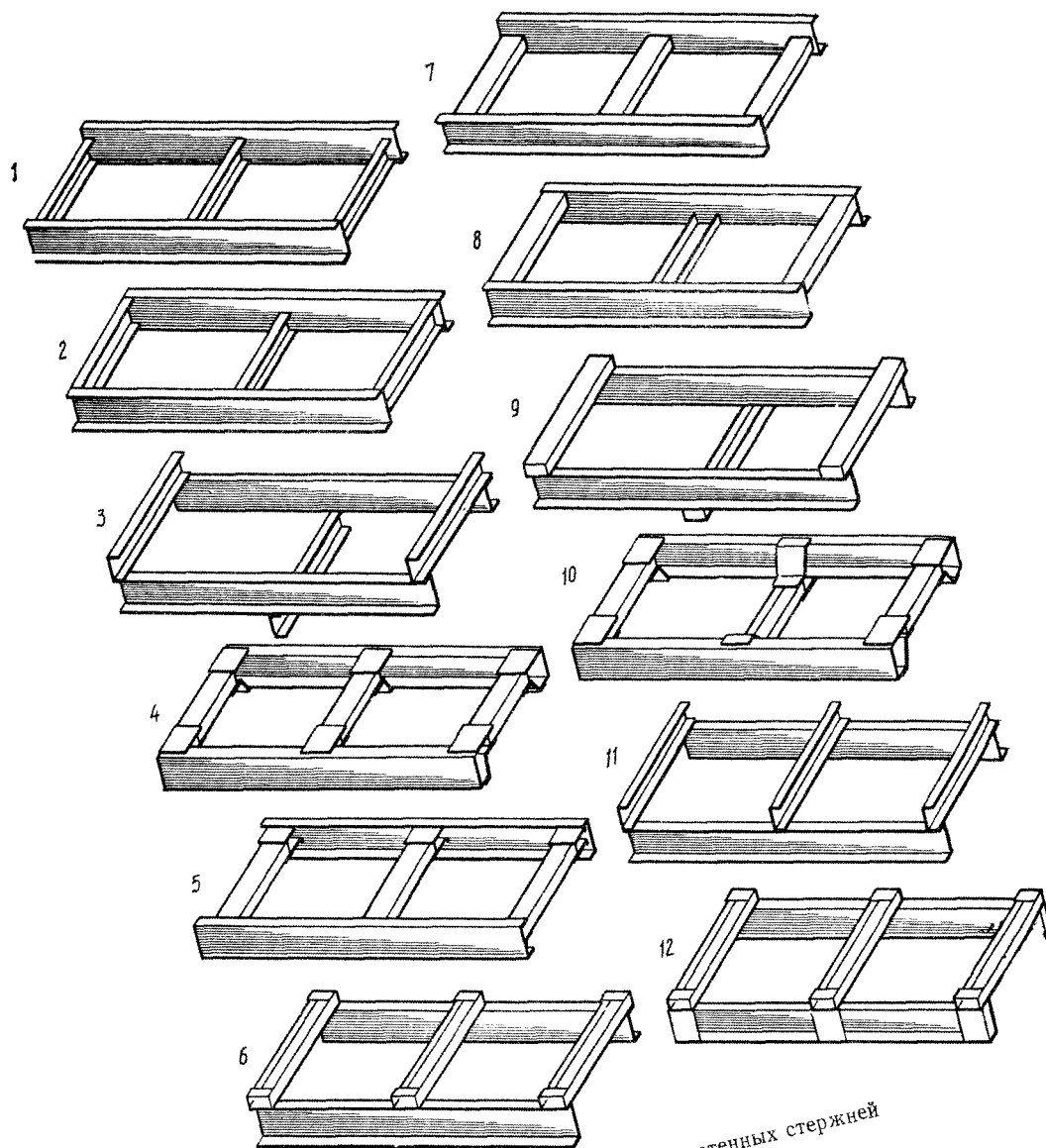


Рис. 56. Рамы из тонкостенных стержней

ний поперечин и лонжеронов). На примере расчета простейших рам (рис. 56) можно показать, что разнообразные напряженно - деформированные состояния при их кручении можно получать только за счет различного соединения поперечин и лонжеронов. Лонжероны рам изготовлены из швеллера № 12, а поперечины из швелле-

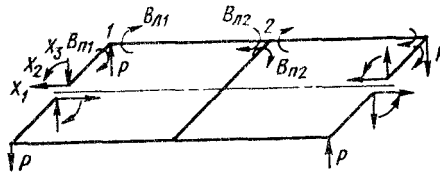


Рис. 57. Расчетная схема рамы из тонкостенных стержней

ра № 8; ширина рам 0,6 м, а расстояние между поперечинами 0,7 м; рама нагружена кососимметричной нагрузкой при  $P=1$  Н (рис. 57). При расчете использовано свойство симметрии: рассмотрена только одна половина рам, в средних сечениях поперечин действуют только кососимметричные силовые факторы, причем в первой и последней поперечинах они одинаковы. Бимоменты  $B_n$  и  $B_l$ , возникающие в узловых сечениях 1 и 2 поперечин и лонжеронов, показаны моментами бипар, по которым определяют знак бимоментов.

Для расчета рам использована методика, приведенная в прил. 3. Составление матриц усилий  $A(K)$ ,  $B(K)$ ,  $C(K)$  рассмотрим на примере расчета рамы 5. На рис. 58, а представлена эквивалентная система этой рамы. Поперечины и лонжероны рамы соединяются полками. Если пренебречь деформациями зон присоединения поперечин и лонжеронов, то такие соединения можно моделировать узловыми точками, которые принадлежат соединяемым полкам. Половина рамы разделена на пять элементов со свободно деформируемыми в основной системе концевыми сечениями. При расчете можно пренебречь изгибом лонжеронов и поперечин в вертикальной плоскости, тогда в векторах усилий можно не задавать  $M_x$ , а в матрице податливости [см. прил. 3 (16)] отсутствует матрица  $f_x$ .

При расчете определим угол закручивания рамы. Для этого к первой и последней поперечинам в основной системе приложим единичные моменты, которые закручивают элементы 2 и 4.

Матрицы усилий для первого, второго и третьего элементов имеют вид

$$A(1)=A(5)=\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0,012 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0,3 & 0 & 0 \end{bmatrix}; B(1)=B(5)=[0]; C1=C5=[0];$$

$$A(2)=A(4)=\begin{bmatrix} 0,018 & 0 & 0 \\ 0,018 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0,3 \\ 0,3 & 0 & 0 \\ 0,3 & 0 & 0 \end{bmatrix}; B(2)=B(4)=[0];$$

$$C2=C4=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$A(3)=\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0,024 & 0 & 0 \\ -0,4 & -2 & -1,4 \\ 0 & 0 & 0 \\ -0,6 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad B(3)=\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1,4 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad C(3)=[0].$$

При расчете на ЭВМ вводятся ненулевые элементы матриц.

В табл. 4 представлены расчетные значения усилий, зная которые, можно определить внутренние силовые факторы, а значит и напряжения в любом сечении рамы. Там же представлены угловые жесткости рам.

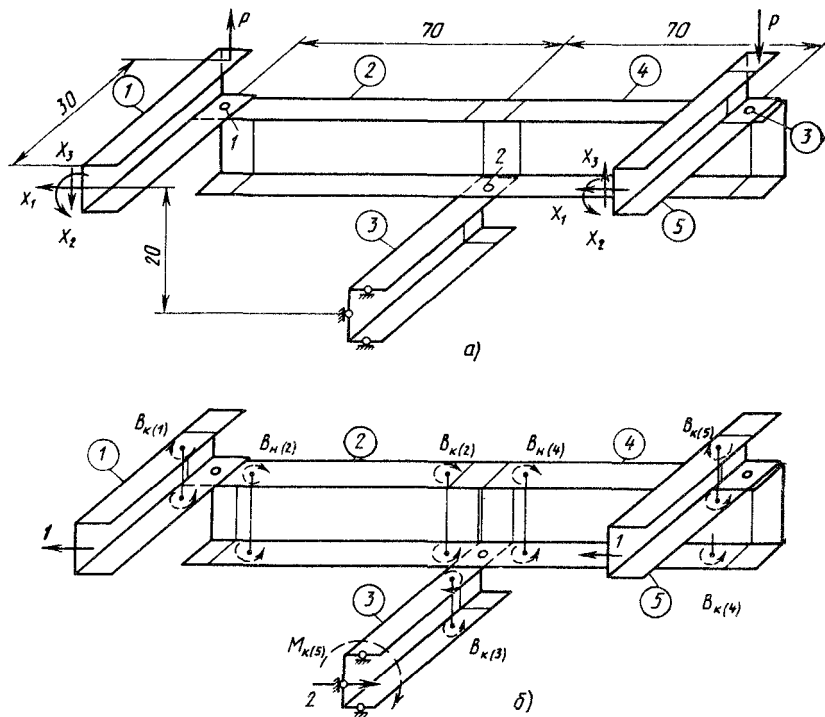


Рис. 58. Расчетная схема рамы:

а — эквивалентная система; б — некоторые усилия, возникающие от \$X\_1=1\$

4. Результаты расчета рам (рис. 56)

Рама (рис. 56)	$X_1$ , Н	$X_2$ , Н·м	$X_3$ , Н	$B_{n1}$ , Н·м <sup>2</sup>	$B_{x1}$ , Н·м <sup>2</sup>	$B_{n2}$ , Н·м <sup>2</sup>	$B_{x2}$ , Н·м <sup>2</sup>	$C$ , кН·м/рад
1	0	0,170	0,622	-0,030	0,030	-0,036	0,018	6,4
2	0	0,128	0,727	-0,002	-0,005	—	0	3,7
3	0,64	0,157	0,615	-0,023	0,031	-0,033	0,020	6,5
4	2,15	0,072	0,555	-0,005	0,025	-0,006	0,027	7,8
5	1,22	0,024	0,626	0,013	0,025	0,021	0,020	6,6
6	1,65	0,061	0,459	-0,009	0,030	-0,009	0,015	14,5
7	0	0,275	0,404	—	0,019	—	0,012	8,2
8	1,27	0,174	0,454	—	0,033	—	0,029	11,6
9	0	0,339	0,448	—	0,006	—	0,003	7,3
10	0	0,128	0,726	0	0	—	0	3,5
11	0	0,195	0,581	-0,028	0,003	-0,028	0,003	4,4
12	0	0,088	0,810	-0,013	0,058	-0,013	0,058	9,6

Напряженно-деформированные состояния рам 1 и 2 (рис. 56) резко различаются, в то время как конструктивно изменен только поворот поперечин. Причина этого объяснена в прил. 3. Моделирование узлов расчетной схемы показано на рис. 11, а и б (прил. 3) при  $e=0$ . Элементы рамы 2 находятся фактически в условиях чистого кручения. Появление небольших бимоментов в первом и последнем узле объясняется деформацией зоны присоединения (элемент 3, см. рис. 11, д, прил. 3). Если при расчете деформацией зоны присоединения пренебречь, т. е. принять узел точечным, то значения бимоментов в крайних узлах также оказываются равными нулю. Напряжения в раме 2 незначительны. Напряженное состояние рамы 1 определяется значительными напряжениями стесненного кручения  $\sigma_\omega$  и напряжениями вертикального изгиба  $\sigma_x$  (рис. 59). Напряжения горизонтального изгиба отсутствуют ( $\sigma_y = 0$ ); так как  $X_1=0$ , рамы 1 и 2 — плоские.

Рамы 3 и 4 отличаются от первых двух наличием эксцентриситетов, предельные значения которых определяются высотой лонжеронов. Для рамы 3 этот эксцентриситет небольшой ( $e=2$  см). Жесткость рамы 3 по сравнению с рамой 1 изменилась незначительно, однако горизонтальное усилие  $X_1$  изменяет напряженное состояние узлов. Наряду с напряжениями  $\sigma_\omega$  и  $\sigma_x$  в раме 3 появляются напряжения от горизонтального изгиба  $\sigma_y$  (рис. 59). Например, при  $P=500$  Н в средней поперечине узла расчетные напряжения [формула (17) прил. 3] таковы:  $\sigma_{\omega \max} = 123$  МПа;  $\sigma_{y \max} = 40$  МПа;  $\sigma_x \approx 0$ . Еще больше

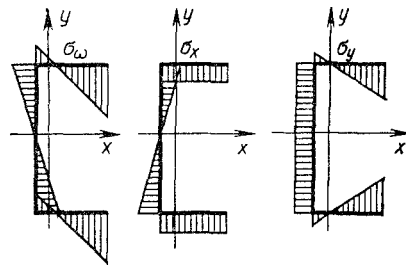


Рис. 59. Распределение напряжений в сечении тонкостенного стержня

различаются напряженно-деформированные состояния рамы 4 и плоской рамы 2. Жесткость рамы 4 по сравнению с жесткостью рамы 2 увеличилась почти в 2 раза. Горизонтальные силы  $X_1$ , а значит и горизонтальные изгибающие моменты выше, чем в раме 3. Это объясняется большим эксцентриситетом и увеличением горизонтальной жесткости поперечин. Появление значительных бимоментов в узлах полностью определяется горизонтальными силами. Связь между бимоментами и горизонтальными силами установлена при рассмотрении узлов рам (рис. 11, прил. 3). Максимальные напряжения в раме 4 действуют в сечении лонжерона у средней поперечины. При  $P=500$  Н компоненты напряженного состояния в этом сечении (рис. 59) таковы:  $\sigma_{\omega \max}=32$  МПа;  $\sigma_{y \max}=38$  МПа; напряжения вертикального изгиба  $\sigma_x$  незначительны.

Напряженное состояние рамы 5 в основном определяется напряжениями  $\sigma_{\omega}$  и  $\sigma_y$ . Максимальные напряжения возникают в средней поперечине у узла. При  $P=500$  Н  $\sigma_{\omega \max}=64,5$  МПа,  $\sigma_{y \max}=63$  МПа, причем распределение суммарных напряжений  $\sigma=\sigma_{\omega}+\sigma_y$  таково, что на свободных полках поперечин и лонжеронов в узлах напряжения практически отсутствуют. При расчете можно пренебречь изгибом элементов рамы в вертикальной плоскости.

Однако следует учитывать изгиб элементов в горизонтальной плоскости, так как их жесткость в этом направлении небольшая. Пренебрежение, например, деформацией изгиба в горизонтальной плоскости только лонжеронов приводит к увеличению расчетной угловой жесткости рамы на 15%.

Если при расчете рамы 5 не учитывать бимоменты, возникающие в узлах, то погрешность определения угловой жесткости рамы достигает 70%.

Моделирование связей в узлах рам 5 и 10 аналогично, однако в раме 10 отсутствуют горизонтальные усилия и в узлах не возникают бимоменты. Угловая жесткость рамы 10 приблизительно равна жесткости рамы 2. Нагруженность элементов этих рам также приблизительно одинакова, но при расчете рамы 10 на изгиб от внешних горизонтальных нагрузок ее нельзя рассматривать как плоскую, так как в узлах будут возникать бимоменты.

Значительное увеличение угловой жесткости рамы 6 по сравнению с рамой 5 объясняется увеличением угловой и горизонтальной изгибной жесткости поперечин. Бимоменты, действующие в поперечинах этих рам, имеют разные знаки. Однако если бимоменты в поперечинах рамы 5 способствуют ее закручиванию, то в раме 6, наоборот, — препятствуют. При сравнении угловой жесткости рам 6 и 11 можно сделать вывод, что жесткость рамы 6 в основном определяется ее «пространственностью», а не угловой жесткостью поперечин. Увеличение «пространственности» рамы с целью повышения угловой жесткости гораздо более эффективно, чем увеличение угловой жесткости ее элементов. Это видно из сравнения жесткости и нагруженности элементов рам 6 и 12. Угловая жесткость рамы 12 определяется полным запрещением депла-

рации узлов, однако это приводит к значительному увеличению бимоментов.

В рамах 7—9 использовано так называемое «аллигаторное» соединение. Поперечины этих рам представляют собой пространственные конструкции, состоящие из средней части и элементов «аллигатора». Эти элементы представляют собой пластины, жесткость которых на кручение в сотни раз меньше, чем на изгиб в своей плоскости, поэтому деформацией изгиба пластин в их плоскости можно пренебречь. Средняя часть поперечин может моделироваться тонкостенным стержнем открытого или закрытого профиля. Ветви «аллигатора» могут соединяться как с полками (рамы 7, 8), так и со стенкой лонжерона (рама 9); есть и такие конструкции, в которых одна ветвь соединяется с полкой, а другая со стенкой.

Анализ расчетных данных позволяет сделать заключение о рациональности «аллигаторных» соединений. Угловая жесткость рамы 7 выше, чем рамы 1, а напряженное состояние лонжеронов рамы 7 в 1,5 раза ниже, если сравнить  $B_{л1}$  и  $B_{л2}$ . Еще больше разница в нагруженности лонжеронов рамы 7 и рамы 12, хотя жесткость рамы 7 всего на 18% меньше, жесткости рамы 12. Все это можно объяснить тем, что «аллигаторные» поперечины являются жесткими при кручении, но при этом создают небольшое стеснение лонжеронов в узле. Бимоменты, возникающие в лонжероне при взаимодействии с «аллигатором», в основном определяются моментами, передаваемыми ветвями «аллигатора» в плоскости полок лонжерона. Эти моменты создают бипару, которая определяет значение бимоментов. Моменты зависят от угловой жесткости средней части поперечины и ветвей «аллигатора».

Увеличение угловой жесткости рамы 8 по сравнению с рамой 7 объясняется пространственным расположением поперечин (средняя поперечина повернута). Однако появление горизонтальных усилий  $X_1$  приводит к увеличению бимоментов. Это объясняется тем, что передача горизонтального момента с поперечины на лонжерон в основном происходит через жесткую прямую пластину и, как следствие, приводит к созданию бимомента. В этом проявляется недостаток «аллигаторного» соединения, заключающийся в том, что при действии на раму горизонтальных нагрузок в лонжероне возникают не только изгибающие моменты, но и бимоменты.

В раме 9 бимоменты, возникающие в лонжероне, гораздо меньше чем в раме 7, хотя и жесткость ее также ниже. Рациональность присоединения ветвей «аллигатора» к полкам или стенкам лонжерона определяется полученной при этом жесткостью рамы. Если она достаточна, то рациональнее применять соединение со стенкой, так как возникающие бимоменты незначительны, хотя в этом случае существует опасность появления местных напряжений от продавливания стенки лонжерона при действии горизонтальных усилий. Если же полученная жесткость рамы недостаточна, то для ее увеличения ветви «аллигатора» соединяют с полками, что приводит к увеличению степени стеснения лонжерона в соединении, а значит к увеличению бимоментов [17].

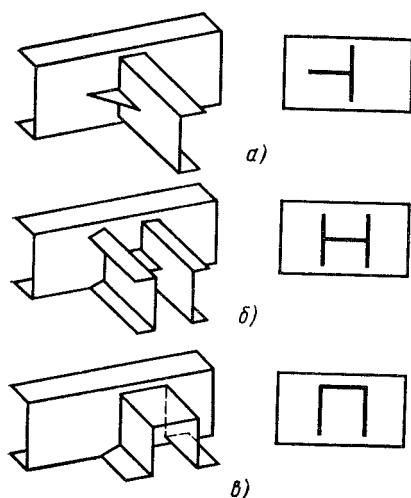


Рис. 60. Соединения, обеспечивающие свободу деформации в узле

недостатком первого соединения (рис. 60, а) является то, что при действии горизонтальных усилий возможно продавливание стенок лонжерона и поперечин. Соединения, показанные на рис. 60, б и в, обеспечивают надежную связь продольного и поперечного элементов. Свобода деформации в этих соединениях обеспечивается присоединением только части контура поперечин к лонжерону, причем контур присоединения удовлетворяет условию кинематического соответствия.

Влияние увеличения угловой жесткости поперечин на повышение угловой жесткости рамы можно проанализировать на примере рамы 2 (см. рис. 56), имеющей  $n$  поперечин. Для увеличения угловой жесткости средняя часть поперечин закрыта листовой вставкой (рис. 61), т. е. имеет замкнутое сечение. Таким образом, лонжероны рамы находятся в условиях чистого кручения (если считать узлы точечными), а участки поперечин длиной  $l_1$  — в условиях стесненного кручения причем сечения этих участков, граничащие с участком замкнутого сечения, полностью защемлены, а сечения в узлах свободно деформируются.

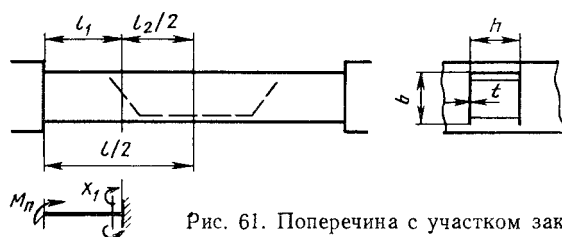


Рис. 61. Поперечина с участком закрытого профиля

Из приведенного выше анализа можно сделать следующие выводы:

1) необходимо применять такие конструкции соединений поперечин и лонжеронов, которые позволяют создать небольшое стеснение концевых сечений в узле;

2) для обеспечения требуемой жесткости рамы можно увеличивать «пространственность» расположения поперечин наряду с усилением их горизонтальной и угловой жесткости.

На рис. 60 представлены некоторые соединения, удовлетворяющие первому требованию (справа показан контур присоединения концевой сечения поперечины к лонжерону). Существенным недостатком первого соединения (рис. 60, а) является то, что при действии горизонтальных усилий возможно продавливание стенок лонжерона и поперечин. Соединения, показанные на рис. 60, б и в, обеспечивают надежную связь продольного и поперечного элементов. Свобода деформации в этих соединениях обеспечивается присоединением только части контура поперечин к лонжерону, причем контур присоединения удовлетворяет условию кинематического соответствия.

Угловая жесткость рассматриваемой рамы из равенства работы внешнего момента  $M$  и внутренней потенциальной энергии деформации может быть определена на основании следующего выражения:

$$M\varphi = 2M_{\text{л}}\varphi_{\text{л}} + nM_{\text{п}}\varphi_{\text{п}},$$

где  $M_{\text{л}}$  и  $M_{\text{п}}$  — крутящие моменты, действующие в лонжероне и поперечине;  $\varphi_{\text{л}}$  и  $\varphi_{\text{п}}$  — углы закручивания лонжерона и поперечины.

С учетом того, что  $M = C\varphi$ ,  $M_{\text{л}} = C_{\text{л}}\varphi_{\text{л}}$ ,  $M_{\text{п}} = C_{\text{п}}\varphi_{\text{п}}$  ( $C$ ,  $C_{\text{л}}$ ,  $C_{\text{п}}$  — угловые жесткости соответственно рамы, лонжерона, поперечины;  $\varphi = \theta L$ ,  $\varphi_{\text{л}} = \theta l$ ,  $\varphi_{\text{п}} = \theta l$ , где  $\theta$  — относительный угол закручивания рамы,  $L$  и  $l$  — длина соответственно лонжерона и поперечины), получим

$$C = C_{\text{л}} [2 + nC_{\text{п}}l^2 / (C_{\text{л}}L^2)]. \quad (25)$$

Жесткость лонжерона  $C_{\text{л}} = GI_{\text{кл}}/L$ , а жесткость поперечины

$$C_{\text{п}} = M_{\text{п}}/\varphi_{\text{п}} = M_{\text{п}}/(2\varphi_1 + \varphi_2), \quad (26)$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — углы закручивания участков открытого и закрытого профиля длиной соответственно  $l_1$  и  $l_2$  (рис. 61). Для определения  $\varphi_1$ , пользуясь расчетной схемой (рис. 61), определим бимомент  $X_1$  из канонического уравнения  $\delta_{11}X_1 + \Delta_{1P} = 0$ , где в соответствии с формулой (5) прил. 3 при  $X_1 = 1$ ,  $(EI_{\omega_1})\delta_{11} = 1 \cdot 1l_1e_1$  и  $(EI_{\omega_1})\Delta_{1P} = 1M_{\text{п}}l_1^2t_1$ .

Тогда  $X_1 = M_{\text{п}}l_1t_1/e_1$ . Угол закручивания участка определим, приложив в основной системе момент  $\bar{M} = 1$ . Тогда в соответствии с формулой (5) прил. 3

$$EI_{\omega_1}\varphi_1 = 1 \cdot M_{\text{п}}l_1^3 + 1 \cdot X_1l_1^2t_1 = M_{\text{п}}l_1^3t_1(1 - t_1/e_1).$$

С учетом того, что  $e_1 = \text{ch } k_1 / (k_1 \text{sh } k_1)$ ;  $t_1 = 1/k_1^2$ ,

где  $k_1 = \sqrt{GI_{\text{кл}}/EI_{\omega_1}}l_1$ , получим  $\varphi_1 = M_{\text{п}}l_1^3(1 - \text{th } k_1/k_1)/EI_{\omega_1}k_1^2$ .

Разложив  $\text{th } k_1$  в ряд и удерживая первые два члена ряда, что допустимо при  $k_1 < 1$ ,  $\text{th } k_1 = 1 - k_1^3/3$ , имеем  $\varphi_1 = M_{\text{п}}l_1^3/(3EI_{\omega_1})$ .

Такой же результат получается, если пренебречь жесткостью участка при чистом кручении, приняв  $G_1I_{\text{кл}} = 0$  и  $k_1 = 0$ . В этом случае наблюдается полная аналогия стесненного кручения и изгиба. Введенная формула аналогична формуле для определения прогиба консольного стержня от сосредоточенной силы, если принять, что  $\varphi_1 \rightarrow \delta$ ,  $M_{\text{п}} \rightarrow P$  и  $I_{\omega_1} \rightarrow I_x$ .

Учитывая значения  $\varphi_1$  и выражение  $\varphi_2 = M_{\text{п}}l_2/(G_2I_{\text{к2}})$ , в соответствии с формулой (26) жесткость поперечины

$$C_{\text{п}} = [2l_1^3/(3EI_{\omega_1}) + l_2/(GI_{\text{к2}})]^{-1}.$$

Из рис. 61  $l_1 + 0,5l_2 = 0,5l$ , или  $l_1 = 0,5l$  ( $1 - \beta_{\text{п}}$ ) ( $\beta_{\text{п}} = l_2/l$  — коэффициент, определяющий относительную длину закрытого участка).

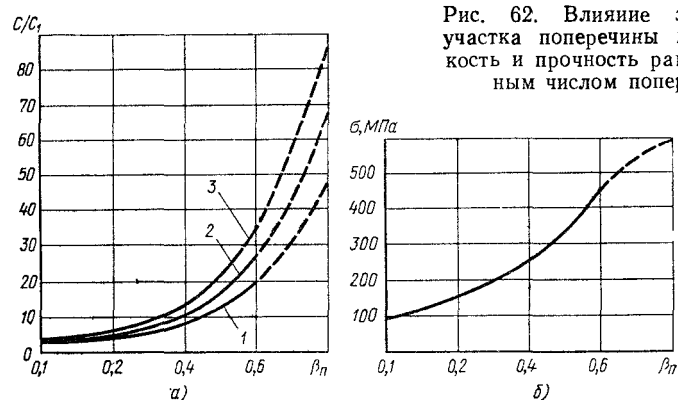


Рис. 62. Влияние закрытого участка поперечины на жесткость и прочность рамы с разным числом поперечин

Тогда выражение для  $C_{\Pi}$  можно записать в виде

$$C_{\Pi} = GI_{\text{кп}}/l,$$

$$\text{где } I_{\text{кп}} = \frac{I_{\text{к2}}}{\beta_{\Pi} + (1-\beta_{\Pi})^3 GI_{\text{к2}}l^2/(12EI_{\omega 1})}$$

приведенный момент инерции поперечины при кручении.

Таким образом, жесткость рамы определяется формулой

$$C = (GI_{\text{кл}}/L) [2 + nI_{\text{кп}}l/(I_{\text{кл}}L)].$$

На рис. 62, а представлено расчетное изменение угловой жесткости рамы с поперечинами (см. рис. 61) в зависимости от относительной длины закрытого участка по отношению к угловой жесткости рамы, у которой поперечины имеют открытый профиль,  $I_{\text{кп}} = I_{\text{к1}}$ . Расчеты проведены для рамы, у которой лонжероны длиной  $L = 3$  м изготовлены из швеллера № 12,  $I_{\text{кл}} = 2,18$  см<sup>4</sup>. Поперечины длиной  $l = 0,75$  м имеют размеры сечения  $h = b = 10$  см,  $t = 5$  мм,  $I_{\omega 1} = 2980$  см<sup>6</sup>,  $I_{\text{к1}} = 1,25$  см<sup>4</sup>,  $I_{\text{к2}} = 500$  см<sup>4</sup>. Расчеты проведены для рам с двумя, тремя и четырьмя поперечинами, соответственно кривые 1, 2 и 3 (рис. 62, а).

На рис. 62, б представлено изменение максимальных напряжений, возникающих в поперечине в зоне перехода от открытого к закрытому участку при относительном увеличении длины последнего. Эти напряжения определяются бимоментом  $X_1$  (см. рис. 61). При  $k_1 < 1$  с достаточной степенью точности бимомент может быть определен по формуле  $X_1 = M_{\Pi}l$ . С учетом формулы (26)  $M_{\Pi} = C_{\Pi}\varphi_{\Pi} = GI_{\text{кп}}\theta$ . Учитывая зависимость между  $l_1$  и  $l$ , формулу для бимоента можно записать в виде

$$X_1 = 0,5GI_{\text{кп}}l(1-\beta_{\Pi})\theta.$$

Бимоменты, а значит и напряжения, представленные на рис. 62, б, определялись при значении  $\theta = 1,2$  °/м, что близко к предельным значениям относительных углов закручивания рам самосвалов.

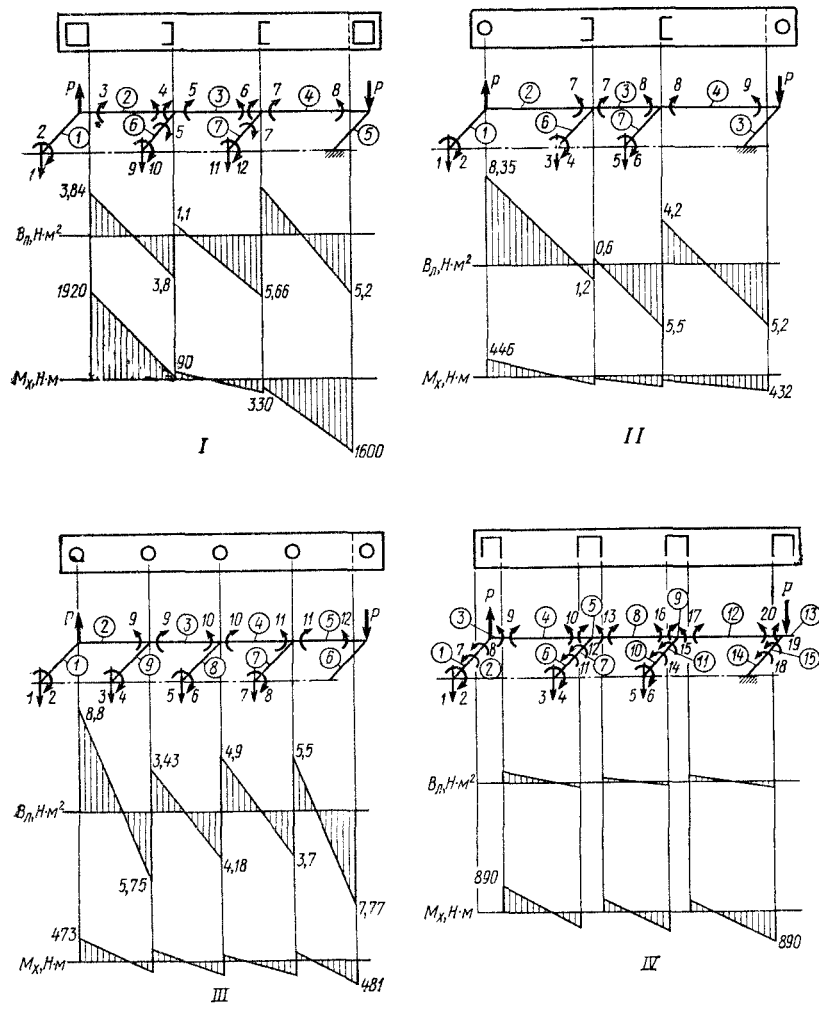


Рис. 63. Расчетные схемы и эпюры усилий в лонжеронах надрамников

Из рис. 62, а видно, что при  $\beta_{\pi} < 0,4$ , т. е. при малых значениях угловой жесткости поперечин, их число мало влияет на угловую жесткость рамы. При  $\beta_{\pi} = 0,4$  приведенная жесткость поперечины более чем в 50 раз превышает жесткость поперечины открытого профиля. Поэтому установка поперечин  $\beta_{\pi} > 0,4$  значительно увеличивает жесткость рам. Однако при этом в поперечинах возникают значительные напряжения (рис. 62, б), которые можно снизить, используя, например, поперечины, представленные на рис. 60, б и в, но и для них значение  $\beta_{\pi}$  не должно превышать 0,6.

Таким образом, используя поперечины (см. рис. 50), можно более чем в 20...30 раз повысить жесткость рамы по сравнению с ее жесткостью при чистом кручении.

На рис. 63 представлены результаты расчетов четырех различных надрамников на кручение. У надрамника *I* первая и последняя поперечина имеют закрытый коробчатый профиль. Эти же поперечины в надрамнике *II* выполнены из труб. В надрамнике *III* все поперечины — трубы, а в надрамнике *IV* все поперечины выполнены, как показано на рис. 61. Лонжероны всех надрамников выполнены из швеллера № 12 длиной 3 м. Ширина надрамников 0,75 м. Поперечины закрытого профиля в надрамнике *I* имеют сечение  $100 \times 100 \times 5$ , а трубы в надрамниках *II* и *III* — сечение  $63,5 \times 5$ . Поперечины открытого профиля в надрамниках *I* и *II* — швеллер № 10. Поперечины в надрамнике *IV* такие же, как в рассмотренном выше примере, т. е. имеют сечение  $100 \times 100 \times 5$  и  $\beta_n = 0,6$ . На рис. 63 показаны также расчетные схемы надрамников; цифрами обозначены номера неизвестных, цифрами в кружках — номера элементов. Для лонжерона в первом и последнем узле надрамника *I* принималось полное запрещение деформации. В надрамниках *II* и *III* крутящий момент поперечин создает бимоменты в лонжероне, как показано на рис. 4, и прил. 3. В последнем узле этих надрамников деформация лонжерона равна нулю, так как его сечение закрыто вертикальной пластиной. В расчетной схеме надрамника *IV* зона присоединения выделена в отдельные элементы. Моделирование связей в соединении показано на рис. 11, д прил. 3. На рис. 63 также показаны эпюры бимоментов и вертикальных изгибающих моментов, возникающих в лонжеронах надрамников при закручивании их на  $1^\circ$ . Таким образом напряженное состояние лонжеронов определяется напряжениями стесненного кручения  $\sigma_\omega$  и вертикального изгиба  $\sigma_x$  (см. рис. 59).

Ниже представлены максимальные значения этих напряжений в сечении лонжерона у первой поперечины при  $\varphi = 1^\circ$ , а также  $\sigma_{\max} = \sigma_\omega + \sigma_x$  и значения угловой жесткости надрамников.

Надрамник (рис. 63)	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
$C, H \cdot м/^\circ$ . . . . .	965	270	630	810
$\sigma_\omega, МПа$ . . . . .	9	20	21	2
$\sigma_x, МПа$ . . . . .	39	9	10	18
$\sigma_{\max}, МПа$ . . . . .	48	29	31	20

Анализ результатов показывает, что наиболее рациональным является надрамник *IV*. При почти такой же жесткости, что и у надрамника *I*, напряжения в лонжероне надрамника *IV* гораздо меньше. Однако нужно помнить, что максимальные напряжения в этом надрамнике возникают в поперечинах. Использование труб нерационально по крайней мере в таких конструкциях, когда труба непосредственно вваривается в стенку лонжерона. Необходимо также отметить, что установка в надрамнике *I* и *II* средних поперечин открытого профиля увеличивает жесткость надрамников

всего на 2%, в то время как на напряженное состояние лонжерона в узле их влияние значительно.

Оценим влияние установки надрамника на увеличение угловой жесткости рамы. Предположим, что надрамник соединяется с рамой в ограниченном числе точек (см. рис. 55, а), т. е. работает параллельно с рамой и увеличивает жесткость системы только своей угловой жесткостью. Для оценки жесткости системы рама — надрамник можно получить формулу

$$C = C_p [1 + C_n L_n^2 / (C_p L_p^2)], \quad (27)$$

где  $C_p$  и  $C_n$  — угловая жесткость соответственно рамы и надрамника;  $L_p$  и  $L_n$  — длина соответственно рамы и надрамника.

Формула (27) выводится аналогично формуле (25) при условии, что относительные углы закручивания рамы и надрамника одинаковы. Примем угловую жесткость рамы, на которую устанавливался поперечный элемент  $C_p = 170 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{°}$  (см. пример 3). Длина рамы  $L_p = 6 \text{ м}$ . Установим на раму надрамник I (рис. 63, а) длиной  $L_n = 3 \text{ м}$ ; жесткость надрамника  $C_n = 965 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{°}$ . В соответствии с формулой (27) увеличение угловой жесткости системы по отношению к угловой жесткости рамы составит  $C/C_p = 1 + 965 \cdot 3^2 / (170 \cdot 6^2) = 2,4$ . При установке надрамника I жесткость рамы увеличилась так же, как и при установке поперечного элемента (см. рис. 55, д) в рассмотренном выше примере, но при этом металлоемкость надрамника гораздо выше. Все это говорит об относительно небольшой эффективности применения надрамника для увеличения угловой жесткости системы. Это подтверждают и экспериментальные исследования.

Ниже представлены углы закручивания рамы ЗИЛ-130 с базой 3800 мм при установке надрамников I, II и III (рис. 63).

Вариант Ia и IIa отличались от вариантов I и II тем, что в пролетах между первой и второй, а также между третьей и четвертой поперечинами были поставлены крестовины. В варианте I б крестовина поставлена только в пролете между третьей и четвертой поперечинами.

Надрамник	I	Ia	Iб	II	IIa	III
$\varphi_1, \text{°}$ . . . . .	5,0	3,1	4,4	5,1	3,1	5,1
$\varphi_2, \text{°}$ . . . . .	2,9	1,4	2,1	3,4	1,4	3,1

В зоне поворотного шарнира платформы шасси нагружалось крутящим моментом  $M = 12,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ . Этот момент имитировал момент, передаваемый с платформы на шасси при разгрузке самосвала. Угол закручивания рамы  $\varphi_1$  определялся как разность углов поворота буфера и последней поперечины, а угол закручивания зоны установки надрамника  $\varphi_2$  — как разность углов поворота второй и последней поперечины рамы.

Экспериментальные данные и результаты расчетов позволяют сделать следующие выводы:

1) можно существенно уменьшить угол закручивания системы рама — надрамник, установив крестовины. Однако надежность

соединения крестовин с лонжеронами и поперечинами невысока — велики усилия, передаваемые этими соединениями, а металлоемкость таких конструкций большая;

2) при установке дополнительных поперечин открытого профиля незначительно изменяется угловая жесткость надрамника;

3) использование труб в качестве поперечин надрамника нерационально;

4) установка надрамников *I* или *II*, значительно различающихся по угловой жесткости, приводит к небольшому изменению углов закручивания, т. е. жесткость этих надрамников еще недостаточна, чтобы заметным образом повлиять на жесткость системы;

5) увеличение числа точек крепления надрамников (по их длине) с трех до пяти несущественно влияет на жесткость системы. Для обеспечения достаточной жесткости соединения надрамника и рамы число точек крепления должно быть значительно больше или конструкция соединений должна быть другой, например такой, как показано на рис. 55, в.

При расчете рам и надрамников на кручение следует учитывать деформации сдвига. Из анализа многочисленных расчетов автомобильных рам и надрамников следует, что:

если в раме кроме коротких имеются стержни «нормальной длины», то жесткость в основном определяется жесткостью последних. Это объясняется тем, что жесткость коротких стержней значительно выше и на снижение угловой податливости рамы в основном влияют стержни «нормальной длины». Однако в условиях вынужденной деформации рамы учет деформации сдвига коротких стержней непосредственно влияет на их напряженное состояние, так как из-за уменьшения расчетной угловой жесткости коротких стержней уменьшаются воспринимаемые ими крутящие моменты, а значит и бимоменты;

деформации сдвига зависят не только от длины стержня, но и от формы его поперечного сечения и граничных условий;

влияние деформации сдвига в коротких стержнях резко уменьшается, если увеличивается депланация концевых сечений или если стержни имеют широко открытый профиль поперечного сечения. Влияние деформаций сдвига может быть значительно в жестких рамах, которые состоят из участков закрытого профиля и коротких участков открытого профиля. К таким рамам относятся рамы прицепов и надрамников самосвалов.

В качестве примера рассмотрим расчет задней поперечины надрамника автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 (рис. 64). В данном случае учет деформаций сдвига в большей степени влияет на расчетные напряжения, возникающие в задней балке при кручении от вынужденной деформации надрамника с рамой, чем на расчетную жесткость надрамника, так как большая часть стержней имеют нормальную длину.

За основную систему примем половину балки, которую разделим на два участка со свободно деформирующимися концами. Левый

конец участка  $l_1$  полностью за-  
 щемлен, и нет необходимости  
 уточнять, как осуществлена сво-  
 бода деформации его в основной  
 системе. Вариант моделирования  
 соединения участков  $l_1$  и  $l_2$  обе-  
 спечивает свободу деформации кон-  
 цевых сечений и вместе с тем со-  
 ответствует условиям присоеди-  
 нения в этом месте продольной бал-  
 ки с полностью зашкелленным  
 концом. Продольная балка не  
 препятствует деформации попе-  
 речины в соединении, так как огра-  
 ничивает продольные перемеще-  
 ния точек только двух смежных  
 элементов омегаобразного сече-  
 ния, и деформация этого сечения  
 происходит с полюсом в точке  $C$ .  
 Через продольные балки на зад-  
 нюю поперечину передаются мо-  
 менты  $X_3$  и  $X_4$ . Относительный  
 угол закручивания надрамника, а  
 значит и задней балки,  $\theta = 1,2^\circ/\text{м}$

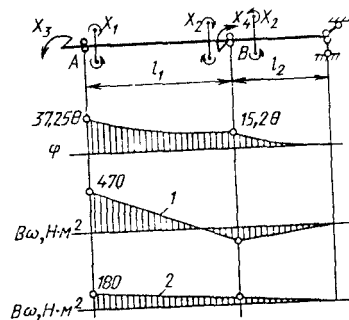
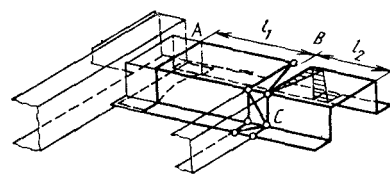


Рис. 64. Расчетная схема задней по-  
 перечины надрамника автомобиля  
 ЗИЛ-ММЗ-555

[1]. Расчет проведен при заданных углах поворота сечений  $A$  и  $B$ .

На рис. 64 приведены эпюры  $B_\omega$ , рассчитанные без учета и с  
 учетом сдвига. Учет сдвига при вынужденной деформации балки  
 приводит к уменьшению расчетных бимоментов, а значит и напря-  
 жений, почти в 3 раза. Приведенный пример показывает, что прене-  
 брежение деформациями сдвига при расчете коротких стержней  
 в условиях вынужденной деформации в некоторых случаях может  
 привести к значительному завышению расчетных напряжений по  
 сравнению с действительными.

В заключение уточним понятие угловой жесткости рамы. Выше  
 угловая жесткость рам определялась по формуле (23). Для рамы,  
 изображенной на рис. 65, а, крутящий момент  $M = P_1 l$ , а угол за-  
 кручивания  $\varphi_p = \varphi_1 - \varphi_2$ . Часто угловую жесткость рамы определя-  
 ют крутящими моментами, приложенными по базе автомобиля, и  
 углом закручивания, подсчитанным также по базе. При одинако-  
 вых моментах, действующих на раму в этом и предыдущем случае,  
 жесткость рамы, определяемая по формуле (23), будет различна.

Реально кососимметричная нагрузка к раме может быть при-  
 ложена произвольно (рис. 65, б). Угол закручивания  $\varphi$  также мо-  
 жет быть определен только для какого-либо участка рамы  $L_p$ . Угол  
 закручивания рамы зависит не только от крутящих моментов  $M =$   
 $= P l_p$ , создаваемых кососимметричной нагрузкой, но и от расстоя-  
 ния  $L_p$ , на котором приложены эти моменты по длине рамы. Угол  
 закручивания рамы увеличивается, например, пропорционально  
 увеличению  $L_p$ .

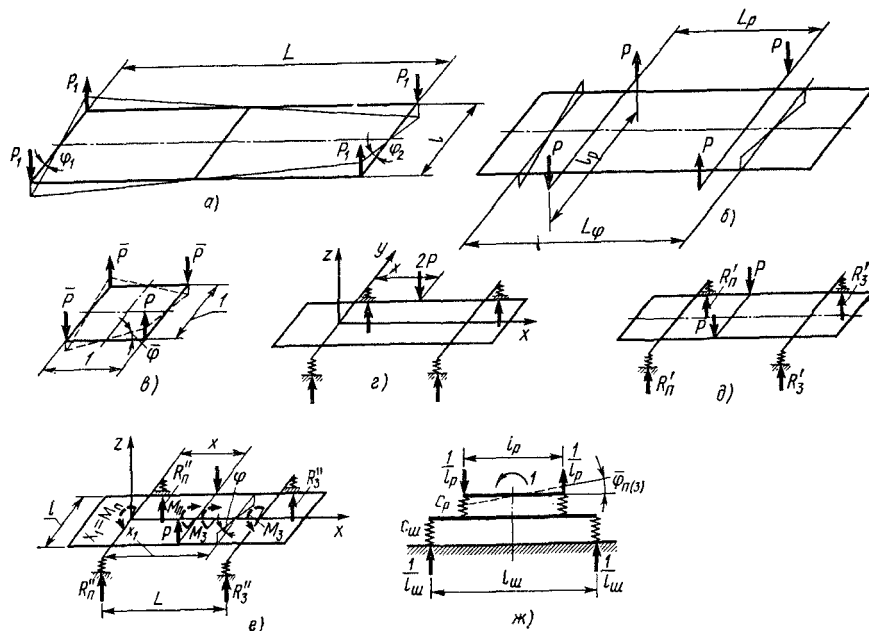


Рис. 65. К определению угловой жесткости рам:

*a* — нагрузки, действующие на первую и последнюю поперечины; *б* — нагрузки, действующие в произвольных сечениях; *в* — приведение нагрузок к единичной площадке; *г* — действие силы на лонжерон; *д* — симметричная составляющая нагрузки; *е* — расчетная схема рамы с подвеской при действии кососимметричной нагрузки; *ж* — расчетная схема подвески

Угол закручивания зависит от бипары, создаваемой кососимметричной нагрузкой

$$B = Pl_p L_p = ML_p.$$

Угол закручивания, определяемый на длине  $L_\varphi$ , зависит от этой длины:

$$\varphi = \theta L_\varphi.$$

Таким образом, когда угловая жесткость рамы определяется по формуле (23), всегда нужно учитывать расстояние между прикладываемыми моментами.

Рациональнее жесткость рамы при кручении оценивать величиной, которая не зависит от того, как приложена кососимметричная нагрузка и на какой длине рамы замерялся угол закручивания для определения  $\theta = \varphi / L_\varphi$ :

$$C_\theta = B / \theta. \quad (28)$$

Для того чтобы выразить  $C_\theta$  через  $C$ , определяемой по формуле (23) заданную кососимметричную нагрузки (рис. 65, б) приведем к нагрузке, действующей на первую и последнюю поперечины:  $P_1 = Pl_p L_p / (lL)$  (рис. 65, а). При известном угле  $\varphi$ , определенном по длине  $L_\varphi$ , угол закручивания рамы  $\varphi_p = \varphi L / L_\varphi$ . Эквивалентность

заданной (рис. 65, б) и приведенной нагрузок (рис. 65, а) определяется равенством работ этих нагрузок на перемещениях, связанных с деформацией рамы. Работа заданной нагрузки  $A = 0,5M\varphi = 0,5Pl_p\theta L_p = 0,5 B\theta$ . Работа приведенной нагрузки  $A_1 = 0,5P_1\theta L$ . С учетом выражения, связывающего  $P_1$  и  $P$ , получаем, что  $A = A_1$ . В соответствии с формулами (23), (28) и зависимостями между  $P$  и  $P_1$ ,  $\varphi_p$  и  $\varphi$

$$C = C_\theta / L^2. \quad (29)$$

Таким образом, жесткость, получаемая по формулам (23) и (29), определяет жесткость одномерного элемента длиной  $L$ , моделирующего раму. Если рама моделируется одномерным элементом, длина которого равна базе автомобиля, то в формуле (29)  $L$  — база автомобиля. Можно предположить, что еще одна величина характеризует жесткость рамы как плоского двумерного элемента. Отнесем величину внешней бипары  $B$  к единице площади рамы:  $\bar{B} = B/S = B/lL$ . Значение  $\bar{B}$  характеризует бипару, действующую на единице площади рамы (рис. 65, в)  $\bar{B} = \bar{P} \cdot 1 \cdot 1$ , где  $\bar{P} = Pl_p L_p / lL$ . Угловой жесткостью единичного элемента  $C_s = \bar{M} / \bar{\varphi}$  ( $\bar{M} = \bar{P} \cdot 1$  и  $\bar{\varphi} = 1 \cdot \theta$ ) можно характеризовать жесткость рамы как двумерного элемента. С учетом  $\bar{P}$

$$C_s = C_\theta / (lL).$$

Связь между  $C$  и  $C_s$  определяется формулой

$$C = C_s l / L.$$

Как видим, жесткость рамы определяется по-разному, в зависимости от того, какими элементами она моделируется. Значение  $C_\theta$  (28) не зависит от способа моделирования.

Определим относительный угол закручивания рамы  $\theta$  и угол поворота произвольного сечения  $\varphi$  от силы  $2P$ , приложенной к одному из лонжеронов шасси автомобиля (рис. 65, г). Эту нагрузку разложим на симметричную (рис. 65, д) и кососимметричную (рис. 65, е). Закручивание рамы происходит от кососимметричной составляющей моментом  $M = Pl$ . Система, представленная на рис. 54, е, один раз статически неопределима. За неизвестное  $X_1$  примем момент, создаваемый реакциями передней подвески. Коэффициенты канонического уравнения  $\delta_{11}X_1 + \Delta_{1p} = 0$  определим по методу Максвелла — Мора:

$$\delta_{11} = \bar{M}_n^2 / C_n + \bar{M}_3^2 / C_3 + \bar{B}_1^2 / C_\theta;$$

$$\Delta_{1p} = \bar{M}_n M_{np} / C_n + \bar{M}_3 M_{3p} / C_3 + \bar{B}_1 B_p / C_\theta,$$

где  $C_n$  и  $C_3$  — угловые жесткости соответственно передней и задней подвесок;  $C_\theta$  — угловая жесткость рамы, определяемая по формуле (28);  $\bar{M}_n$  и  $\bar{M}_3$  — моменты, действующие соответственно на переднюю и заднюю подвески в основной системе от  $X_1 = 1$  ( $\bar{M}_n = \bar{M}_3 = 1$ );  $M_{np}$  и  $M_{3p}$  — моменты, действующие соответственно на

переднюю и заднюю подвески в основной системе от внешней нагрузки ( $M_{np}=0$ ,  $M_{zp}=-M=-Pl$ );  $B_1$  — бипара, действующая на раму в основной системе  $B_1=1 \cdot L$  при  $X_1=1$ ;  $B_p=-M(L-x)=-Pl(L-x)$  — бипара, действующая на раму в основной системе от внешней нагрузки; правило знаков для бипар и крутящих моментов такое же, как при расчете рам.

С учетом значений усилий получим

$$\delta_{11}=1/C_n+1/C_s+L^2/C_0;$$

$$\Delta_{1p}=-ML(L-x)/C_0-M/C_s.$$

В соответствии с формулой (29)  $L^2/C_0=1/C$ . Тогда коэффициенты канонического уравнения

$$\delta_{11}=\bar{\varphi}_n+\bar{\varphi}_s+\bar{\varphi}_p; \quad \Delta_{1p}=-\bar{\varphi}_p M(1-x/L)-M\bar{\varphi}_s,$$

где  $\bar{\varphi}_n=1/C_n$  и  $\bar{\varphi}_s=1/C_s$  — угловая податливость соответственно передней и задней подвесок;  $\bar{\varphi}_p=1/C$  — угловая податливость рамы по базе автомобиля.

Коэффициент  $\delta_{11}$  определяет угловую податливость шасси автомобиля. В дальнейшем будем обозначать ее  $\bar{\varphi}_0$  ( $\delta_{11}=\bar{\varphi}_0$ ). Решая каноническое уравнение, получим

$$X_1=M_n=M[\bar{\varphi}_p(1-\eta)+\bar{\varphi}_s]/\bar{\varphi}_0, \quad (30)$$

где  $\eta=x/L$ ;  $\bar{\varphi}_0=\bar{\varphi}_n+\bar{\varphi}_s+\bar{\varphi}_p$ .

Момент создаваемый задней подвеской,

$$M_s=M-M_n=M(\bar{\varphi}_p\eta+\bar{\varphi}_n)/\bar{\varphi}_0. \quad (31)$$

Бипара, действующая на раму, определяется моментами  $M_n$  и  $M_s$  (рис. 65, e):  $B=M_n x-M_s(L-x)$ . С учетом (30) и (31) получим

$$B=ML[\bar{\varphi}_s\eta-\bar{\varphi}_n(1-\eta)]/\bar{\varphi}_0.$$

Тогда по формуле (28) относительный угол закручивания рамы  $\theta=B/C_0=\bar{\varphi}_p B/L^2$ ,

а с учетом  $B$

$$\theta=M\bar{\varphi}_p[\bar{\varphi}_s\eta-\bar{\varphi}_n(1-\eta)]/\bar{\varphi}_0 L. \quad (32)$$

Чтобы определить угол поворота сечения рамы на расстоянии  $x_1$  от передней подвески (рис. 65, e), в основной системе в этом сечении приложим единичный момент того же направления, что и  $M=Pl$ . Тогда  $\varphi=B[-1 \cdot (L-x_1)]/C_0+M_s \cdot 1/C_s$  или  $\varphi=-\theta(L-x_1)+\varphi_s M_s$ .

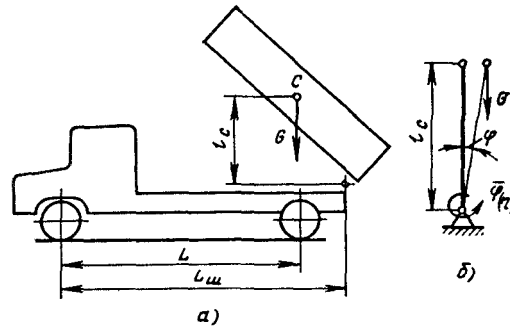
Значения  $\theta$  и  $M_s$  определяются по формулам (31) и (32).

Если угол поворота рамы определяется в том же сечении, где приложен внешний момент ( $x_1=x$ ), то

$$\varphi=\bar{\varphi} M, \quad (33)$$

где  $\bar{\varphi}=[\bar{\varphi}_n\bar{\varphi}_p(1-\eta)^2+\bar{\varphi}_s\bar{\varphi}_p\eta^2+\bar{\varphi}_n\bar{\varphi}_s]/\bar{\varphi}_0$  — податливость шасси в произвольном сечении рамы.

Рис. 66. К оценке устойчивости самосвала при разгрузке назад:  
 а — самосвал с максимально поднятой платформой и зависшим грузом; б — модель самосвала для определения критической нагрузки



Угловую податливость передней или задней подвески просто определить по методу Максвелла — Мора, приложив единичный момент (см. рис. 54, ж):

$$\varphi_{п(а)} = 2/(c_{ш}l_{ш}^2) + 2/(c_p l_p^2).$$

Если шасси испытывает перекося, то моменты на передней и задней подвесках

$$M_{п} = M_{з} = \alpha_0 \bar{\varphi}_0, \quad (34)$$

где  $\alpha_0$  — разность углов наклона площадок под передними и задними колесами.

При одновременном действии момента  $M = Pl$  (рис. 65, е) и перекося моменты на передней и задней подвесках определяются как сумма значений, вычисленных по формулам (30), (31), (34).

Величина  $\bar{\varphi}$  (33) может использоваться для приближенной оценки устойчивости автомобиля-самосвала при разгрузке назад. Самосвал с полностью поднятой платформой и зависшим грузом (рис. 66, а) может моделироваться маятником с упругим элементом на оси качания (рис. 66, б). Угловая податливость упругого элемента равна  $\bar{\varphi}$  при  $\eta = L_{ш}/L$ . Для этой модели можно определить значение критической силы, при которой маятник теряет устойчивость, т. е. при бесконечно малом отклонении от положения равновесия не возвращается в исходное положение. Значение критической силы определим из условия равновесия маятника относительно оси:

$$Gl_c \sin \varphi - \varphi/\bar{\varphi} = 0.$$

Так как  $\sin \varphi \approx \varphi$ , то  $G_{кр} = 1/\bar{\varphi}l_c$ . Тогда устойчивость самосвала при разгрузке назад можно оценивать коэффициентом запаса по устойчивости

$$n = G_{кр}/G,$$

где  $G/9,8$  — масса платформы с грузом.

Значение  $\bar{\varphi}$  можно определять экспериментально. В зоне поворотного шарнира платформы следует приложить момент  $M$  и за-

мерить угол  $\varphi$  поворота рамы в этом месте. Тогда  $\bar{\varphi} = \varphi/M$ . При этом платформа должна быть чуть приподнята и загружена таким образом, чтобы реакция на задних колеса равнялась реакции при поднятой платформе с зависшим грузом.

Если нужно учесть угловую податливость платформы, то момент надо приложить к переднему борту платформы и определить его угол поворота.

Таким образом, устойчивость самосвала при разгрузке в основном зависит от угловой податливости шасси  $\varphi$ . Если самосвал проектируется на универсальном шасси, то для увеличения коэффициента запаса по устойчивости необходимо уменьшать  $\varphi$ . Добиваются этого установкой дополнительных элементов, повышающих угловую жесткость шасси — в настоящее время устанавливают надрамник. Однако такой путь не эффективен, так как металлоемкость шасси резко возрастает, а его угловая жесткость увеличивается только за счет увеличения жесткости рамы (уменьшения  $\varphi_p$ ). Более эффективно повышать угловую жесткость подвески при разгрузке, когда рессоры вообще можно выключать из работы. Однако это требует усложнения конструкции подвески.

#### ПЛАТФОРМА

В процессе эксплуатации на платформу автомобиля-самосвала действуют статические и динамические нагрузки, зависящие от свойств и расположения перевозимого груза и перекосов автомобиля. Нагрузки можно разделить на следующие виды:

вертикальные динамические, возникающие от воздействия груза при движении самосвала;

распорные;

статические от действия груза и подъемного механизма при разгрузке, закручивающие платформу при перекосе самосвала и разгрузке смещенного груза;

поперечные и продольные от динамического действия груза при наезде автомобиля на неровности дороги, на поворотах, при ускорении и торможении автомобиля.

ударные, возникающие под действием падающего груза при загрузке.

Расчет на прочность самосвальной платформы проводят не на все перечисленные выше виды нагрузок. На стадии проектирования платформу и ее элементы рассчитывают на изгиб от вертикальных усилий при движении автомобиля и от усилий груза и подъемного механизма. Расчет бортов платформы ведут от распорных усилий груза.

На кручение платформу рассчитывают в основном с целью оценки ее угловой жесткости, так как возникающие напряжения в платформе при этом виде нагружения гораздо меньше, чем в надрамнике и раме шасси.

Ударная нагрузка определяет местную прочность платформы, и ею, например, обуславливается толщина листа пола. При удар-

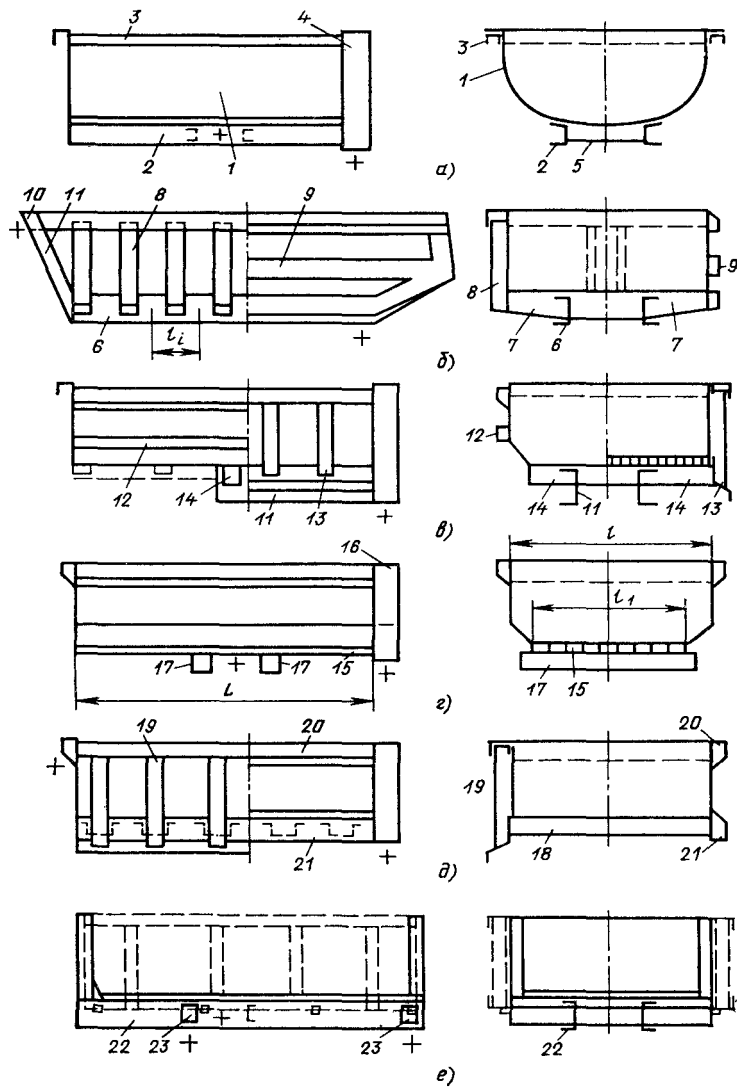


Рис. 67. Платформы автомобилей-самосвалов:

*a* — несущая платформа; *b* — платформа с несущим остовом; *в* — платформа с укороченными продольными балками; *г* — платформа с несущим полом; *д* — платформа без продольных балок; *e* — платформа самосвала с трехсторонней разгрузкой

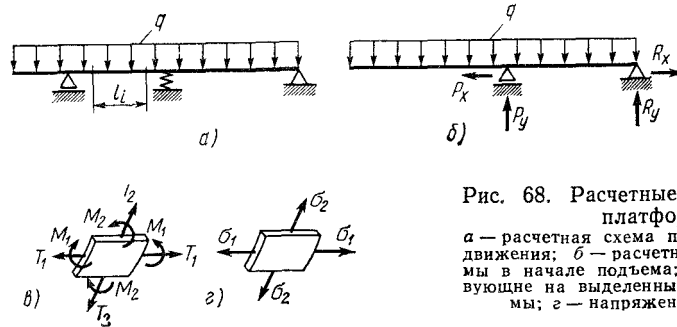


Рис. 68. Расчетные схемы несущей платформы:  
 а — расчетная схема платформы во время движения; б — расчетная схема платформы в начале подъема; в — усилия, действующие на выделенный элемент платформы; г — напряжения в платформе

ном действии груза допустимо появление в некоторых зонах пластических деформаций, которые не приводят к потере несущей способности всей конструкции. Приближенные расчеты платформ различных конструкций даже при одном виде нагружения имеют свои особенности. С точки зрения несущей способности при восприятии вертикальных нагрузок платформы самосвалов могут быть классифицированы в соответствии со схемами, приведенными на рис. 67.

Несущие платформы, у которых при вертикальном изгибе работает все сечение платформы (рис. 67, а), рассчитывают как балку с опорами в двух или нескольких точках (во время движения, рис. 68, а) или в верхнем шарнире подъемника и задних поворотных шарнирах платформы (при подъеме платформы, рис. 68, б). Нагрузку от воздействия груза с платформой принимают равномерно распределенной по длине балки. Сечением балки является поперечное сечение платформы. К платформам такого типа относятся, например, платформа самосвала ЗИЛ-ММЗ-555. Это наиболее рациональная конструкция платформы строительного самосвала как с точки зрения технологии изготовления, так и с точки зрения прочности и материалоемкости. Платформа представляет собой открытую цилиндрическую оболочку 1 (рис. 67, а), подкрепленную продольными 2, 3 и поперечными 4, 5 элементами. Напряженное состояние платформы определяется нормальными напряжениями в продольном  $\sigma_1$  и окружном (поперечном)  $\sigma_2$  направлении (рис. 68, г). Эти напряжения на внутренней и наружной поверхности оболочки рассчитывают по формулам

$$\sigma_1 = T_1/h \pm 6M_1/h^2; \quad \sigma_2 = T_2/h \pm 6M_2/h^2,$$

где  $T_1$  и  $T_2$  — мембранные усилия;  $M_1$  и  $M_2$  — изгибающие моменты (рис. 68, в);  $h$  — толщина оболочки. Напряжения от усилий  $T_1$  и  $T_2$  распределены равномерно по толщине оболочки, а от моментов  $M_1$  и  $M_2$  — по линейному закону, причем на срединной поверхности они равны нулю.

Рассчитывая платформу как балку, приближенно оценивают напряжения  $\sigma_1$ . При расчете несущей платформы по методу конечных элементов (МКЭ) в процессе загрузки ее бетонным раствором выявлено, что максимальные напряжения действуют в окружном

направлении в зоне продольных подкреплений у опор [23]. Напряжения  $\sigma_2$  в несколько раз превышают  $\sigma_1$ . Однако нужно учитывать, что напряжения  $\sigma_1$  в основном зависят от  $T_1$ , т. е. по толщине распределены равномерно, а напряжения  $\sigma_2$  в основном определяются моментом  $M_2$  и имеют большой градиент по толщине. Поэтому, ведя расчет по допускаемым напряжениям, нельзя преувеличивать значение напряжений  $\sigma_2$ , так как влияние  $\sigma_1$  на долговечность может оказаться соизмеримо влиянию  $\sigma_2$ . Более оправдано проводить расчеты таких платформ с учетом возможности появления пластических деформаций в наиболее нагруженных зонах с последующим анализом перераспределения напряжений, что даст возможность правильнее оценить несущую способность конструкции. Однако при этом необходимо использовать конечные элементы, учитывающие пластическое деформирование.

При расчете на кручение несущую платформу рационально моделировать пространственным тонкостенным стержнем. Это позволяет при минимальной трудоемкости получить достоверное значение угловой жесткости платформы. Основным эксплуатационным недостатком несущей платформы (см. рис. 67, а) является отсутствие плоского пола. Создание плоского пола приводит к тому, что боковые борта и пол начинают работать раздельно. Вертикальные нагрузки в основном передаются на пол, а распорное действие груза воспринимается бортами. Это требует мощного подкрепления пола и бортов, как в конструкции, изображенной на рис. 67, б. Пол поддерживается двумя продольными балками 6 и системой поперечных балок 7. Борта подкрепляются вертикальными 8 или продольными 9 элементами. На виде сбоку показаны эти два варианта выполнения бокового борта. В сечении платформы также отражено конструктивное исполнение этих двух вариантов. Левая половина сечения соответствует подкреплению борта вертикальными элементами, а правая половина — продольными. Эти варианты реализованы в конструкциях платформ КраЗ и КамАЗ.

Платформа с вертикальными подкрепляющими элементами борта представляет собой конструкцию с несущим остовом, состоящую из лонжеронов и шпангоутов, образованных поперечными элементами пола и вертикальными элементами бортов. Такая конструкция наиболее материалоемкая и сложная в изготовлении, но применяется для обеспечения прочности и жесткости платформ самосвалов повышенной грузоподъемности. Продольные балки рассчитывают аналогично несущей платформе (рис. 68, а). При определении геометрических характеристик сечения балок необходимо учитывать присоединенную часть листа пола, равную двадцатикратной толщине листа с каждой стороны балки.

На рис. 69, а представлена расчетная схема шпангоута платформы. Опорами являются продольные балки. Поперечные элементы нагружены равномерно распределенной нагрузкой  $q_1 = ql_i/l_1$ , где  $ql_i$  пропорциональна весу платформы с грузом, приходящемуся на площадь пола, отнесенную к данному элементу. Сила  $P_6 = 0,5\gamma h^2 l_i$  определяется как гидростатическая сила (например,

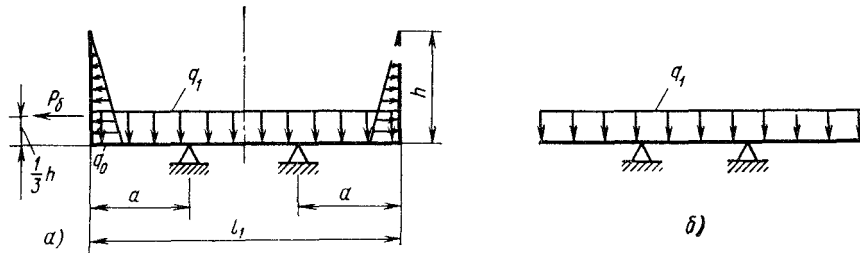


Рис. 69. Расчетные схемы элементов платформы с несущим остовом:  
 а — расчетная схема шпангоута; б — расчетная схема поперечины

от давления бетонного раствора), действующая на площадь борта, приходящаяся на данный элемент. Тогда максимальный изгибающий момент в вертикальном элементе борта  $M_{б \max} = P_0 h / 3 = \gamma h^3 l_1 / 6$ , а в поперечном элементе в сечении у опоры  $M_{п \max} = M_{б \max} + 0,5 q_1 a^2$ . При определении геометрических характеристик элементов шпангоута учитывают присоединенную часть листа пола или борта. Если боковой борт подкрепляется продольными элементами, то распорная сила не передается на поперечные элементы основания. Для этого случая расчетная схема показана на рис. 69, б. Кроме перечисленных факторов, конструкцию платформы, в частности конструкцию ее переднего борта, определяет место расположения подъемного механизма. При расположении подъемного механизма у переднего борта, он, как правило, располагается наклонно и имеет обвязку 10 замкнутого сечения (см. рис. 67, б). Обвязка нагружается крутящим моментом от усилия подъемного механизма и изгибается под действием составляющей этого усилия в плоскости, перпендикулярной к борту (рис. 70). Усилие, параллельное борту, не вызывает изгиба в плоскости борта, так как его жесткость в этой плоскости очень высока. Закручивание обвязки 10 можно значительно уменьшить, если использовать вертикальные элементы 11 (см. рис. 67, б), которые изгибаются от момента, создаваемого усилием подъемного механизма. Если передний борт располагается вертикально, то в нем для подъемного механизма выполняют вертикальную шахту. В этом случае момент, создаваемый усилием подъемного механизма относительно борта, воспринимается сечением шахты.

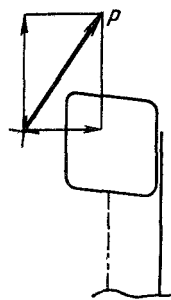


Рис. 70. Усилие, подъемника, действующее на обвязку переднего борта

Для платформ небольшой длины уменьшения металлоемкости можно добиться, сократив длину продольных элементов основания 11 (рис. 67, в). Часто использование такой конструкции диктуется необходимостью размещения запасного колеса под передней частью платформы. Платформы такой конструкции имеют автомобили-самосвалы МАЗ-503 и ЗИЛ-ММЗ-4501, которые отличаются конструкцией бортов.

У самосвала МАЗ-503 используются продольные элементы подкрепления борта, а у самосвала ЗИЛ-ММЗ-4501 — вертикальные элементы. Это различие показано (элементы 12 и 13) на виде сбоку и в сечении платформы.

Продольные элементы основания 11 нагружены гораздо меньше, чем в платформе, приведенной на рис. 67, б. Наиболее нагруженной является первая поперечная балка 14, особенно в конструкции с вертикальными подкреплениями бортов (правая часть сечения, рис. 67, в). Наибольшие напряжения возникают в момент подъема, когда вес фактически всего груза воздействует на переднюю часть пола платформы и через боковые борта передается на балку 14 через ее концевые сечения. Пол платформы в передней части подкрепляют продольными и поперечными элементами небольших размеров (штриховая линия на рис. 67, в) или выполняют его как несущий элемент. Для этого используют рельефный лист, который накрывают ровным листом.

В конструкции с несущим полом продольные балки основания платформы необязательны (см. рис. 67, г). В этом случае металлоемкость платформы еще ниже. Если в платформе, показанной на рис. 67, б, сопротивление вертикальному изгибу оказывает только присоединенная к продольным балкам часть пола, то в конструкции, приведенной на рис. 67, г, изгибные напряжения воспринимает весь лист 15 пола, который вместе с продольными подкреплениями представляет собой ортотропную пластину [21]. Передние и боковые борта являются шарнирными опорами этой пластины, а задняя обвязка 16 — заделкой. Максимальные нормальные напряжения действуют в нижних точках подкрепления. В этих точках действуют только продольные растягивающие напряжения, в то время как в листе пола возникают нормальные напряжения как в продольном, так и в поперечном направлении. В продольном направлении эти напряжения сжимающие, а в поперечном направлении по толщине листа пола они меняются от сжимающих в верхних точках листа до растягивающих в нижних точках.

В средних зонах пола продольные и поперечные напряжения могут быть значительны. Для их уменьшения устанавливают две поперечины 17, которые являются дополнительными опорами пола (рис. 67, г). В транспортном положении на раму или надрамник может опираться одна из поперечин — она и является опорой. При подъеме платформы опорами являются обе поперечины, и усилие подъемного механизма передается через них. Горизонтальное усилие подъемного механизма с этих поперечин передается через пол на задние шарниры. При установке дополнительных средних опор максимальными являются продольные сжимающие напряжения, которые действуют в нижних точках подкрепления в зоне опор. Приближенно эти напряжения можно определить, используя балочную расчетную схему, соответствующую транспортному положению (рис. 71, а). В зоне переднего борта платформа опирается на раму одной поперечной, а заднего — поворотным шарниром.

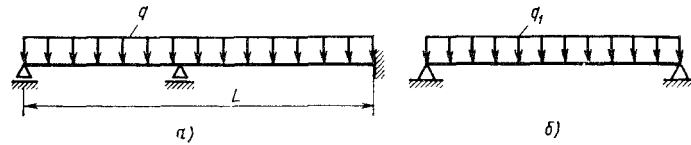


Рис. 71. Расчетные схемы платформ без продольных балок:  
 а — расчетная схема несущего пола; б — расчетная схема поперечины

Передний борт почти не препятствует повороту концевому сечению пола, поэтому переднюю опору можно считать шарнирной. В соединении с задней обвязкой, которая имеет большую жесткость, принимается заделка. Считают, что на пол действует часть нагрузки от массы груза, расположенного на его ровной поверхности, т. е. не учитывают груза на наклонных участках бортов (см. рис. 67, з). Тогда интенсивность распределенной нагрузки (рис. 71, а) определяют по формуле  $q = Gl_1/(lL)$ , где размеры  $l$ ,  $l_1$  и  $L$  показаны на рис. 56, з. Геометрические характеристики балки (рис. 71, а) определяются сечением пола с подкреплениями шириной  $l_1$  (см. рис. 67, з).

На рис. 67, д представлена еще одна конструкция платформы без продольных балок. В транспортном положении функции продольных элементов выполняют лонжероны рамы или надрамника, на которые опирается каждая поперечина 18 основания платформы. Расчетная схема такой поперечины соответствует представленной на рис. 69, б. Поперечины желательно соединять с полом для создания замкнутого контура и обеспечения достаточной угловой жесткости платформы. При этом в расчетной схеме (см. рис. 69, б) поперечина будет иметь замкнутый контур, а при определении геометрических характеристик поперечного сечения нужно будет учесть присоединенную часть пола с обеих сторон сечения.

Для платформы, показанной на рис. 67, д подъемный механизм рациональнее располагать у переднего борта, так как в этом случае на поперечины основания не действует усилие подъемного механизма и они менее нагружены. Расчетная схема поперечины при подъеме платформы изображена на рис. 71, б. Шарнирными опорами являются борта платформы; таким образом, при подъеме платформы они служат продольными несущими элементами. Борты могут иметь вертикальные подкрепляющие элементы 19 или же только верхнюю и нижнюю обвязки 20, 21 (см. рис. 67, д). В этом случае для увеличения угловой жесткости платформы рационально иметь обвязки замкнутого сечения. Такая платформа имеет меньшую жесткость на кручение, чем все рассмотренные выше, поэтому следует принимать меры для увеличения ее угловой жесткости.

Задняя поперечина, к которой крепятся поворотные шарниры, должна быть рассчитана на прочность от реакций, возникающих при подъеме платформы с зависшим грузом. От составляющих ре-

акции, параллельных основанию, поперечина закручивается. От составляющих, перпендикулярных к основанию, поперечина изгибается. Чтобы уменьшить напряжения от закручивания, последнюю и предпоследнюю поперечины можно соединить продольными элементами.

Несущим элементом платформы самосвалов с разгрузкой на две или три стороны является только основание (см. рис. 67, *е*). Боковые борта служат для восприятия распирающих усилий и на рисунке показаны штриховой линией. Основание платформы состоит из двух продольных балок 22, соединенных поперечинами, из которых две являются опорными 23. Эти балки воспринимают усилия, возникающие при разгрузке. При расчете продольных балок груз считают равномерно распределенным по длине платформы. Лист пола, как правило, не соединен с балками, и влияние его при расчете не учитывают. При разгрузке, в начале подъема, расчетная схема балок соответствует показанной на рис. 68, *б*. Так же проверяют поперечные балки, которые воспринимают усилия подъемного механизма. Опорные поперечины основания платформы рассчитывают на прочность под действием зависшего в конце подъема платформы груза. В расчетной схеме при разгрузке на сторону принимают, что поперечная балка опирается на две продольные балки и нагружена реакциями поворотного шарнира. Усилиями груза, приходящимися на часть пола, отнесенного к этой балке, можно пренебречь.

При проектировании платформы необходимо обеспечить достаточную прочность и жесткость бортов. Борты должны без заметных упругих деформаций сопротивляться распорному действию груза и силам инерции, возникающим в процессе движения самосвала. Расчет боковых бортов с вертикальными подкрепляющими элементами — стойками (см. рис. 67, *б*) сводится к расчету шпангоутов (см. рис. 69, *а*), порядок которого приведен выше. Необходимо только отметить, что результаты расчета стоек на всю нагрузку борта являются завышенными, так как верхние сечения стоек соединены с верхней обвязкой, которая воспринимает часть нагрузки. Для верхних обвязок стойки шпангоутов являются дополнительными опорами, поэтому сечения обвязок могут быть уменьшены. Если стойка установлена не напротив поперечины, т. е. не образует с ней шпангоута (см. рис. 67, *в*), то в расчетной схеме стойку можно моделировать балкой на двух опорах, нагруженной так же, как стойка, показанная на рис. 69, *а*. Опорами являются верхняя и нижняя обвязки. Так же рассчитывают стойки бортов платформы, показанной на рис. 67, *е*. Наиболее нагруженными являются верхние обвязки. В соответствии с законом распределения нагрузки по высоте борта (см. рис. 69, *а*) одна треть нагрузки  $P_6 = 0,5\gamma h^2 L$  ( $L$  — длина платформы) приходится на верхнюю обвязку и две трети — на нижнюю. Принимают, что нагрузка по длине обвязки распределена равномерно. Тогда интенсивность нагрузки на верхней обвязке  $q_в = P_6/3L = \gamma h^2/6$ . Обвязку моделируют балкой на двух опорах. Опорами являются передний борт и

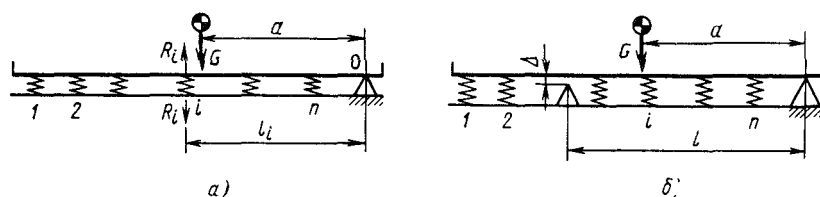


Рис. 72. Расчетные схемы для определения реакции упругих опор:  
 а — без жестких опор; б — одна жесткая опора с зазором

задняя обвязка. Максимальный момент действует в среднем сечении и составляет  $M_{\max} = q_a L^2 / 8$ . Из расчета на прочность момент сопротивления обвязки с учетом присоединенной части листа борта

$$W_y \geq M_{\max} / [\sigma] = \gamma h^2 L^2 / (48 [\sigma]).$$

Жесткость верхней обвязки в горизонтальной плоскости можно оценивать величиной  $C_y = EI_y / L_0^3$  ( $I_y$  — момент инерции сечения обвязки;  $L_0$  — длина обвязки между опорами). Минимальное значение жесткости должно составлять 100...200 кН/м. Аналогично рассчитывают на прочность и жесткость верхние обвязки бортов, не имеющих стоек.

На напряженное состояние платформы и рамы большое влияние оказывает место расположения опор. При проектировании важно правильно определить реакции взаимодействия платформы и рамы в опорах. В случае симметричного нагружения автомобиля если опор — две, то реакции определяют из условия равновесия платформы; если же опор больше двух и все они абсолютно жесткие, то достоверное определение реакций затруднено. Это объясняется тем, что изгибная жесткость платформы, как правило, очень велика и на распределении реакции сказываются допуски изготовления опор по высоте. В результате некоторые опоры платформы вообще не будут работать, так как не будут касаться рамы, но заранее сказать, какие именно опоры, не представляется возможным. Поэтому, если опор больше двух, то их желательно делать упругими, за исключением, разумеется, поворотного шарнира. Если жестких опор, кроме этого, больше двух, то в них при установке порожней платформы должны быть гарантированные зазоры, которые при загрузке могут быть «выбраны».

Предполагая платформу и раму абсолютно жесткими, рассмотрим определение реакций для двух случаев:

- все опоры, кроме поворотного шарнира, упругие (рис. 72, а);
- кроме поворотного шарнира имеется еще одна жесткая опора с зазором  $\Delta_0$  (рис. 72, б).

В первом случае система один раз кинематически неопределена. За неизвестное  $X_1$  примем угол поворота платформы относительно рамы. При  $X_1 = 1$  реакция  $i$ -й опоры  $\bar{R}_i = l_i c_i$  ( $c_i$  — жесткость опоры). Эта реакция относительно точки  $O$  создает момент

$M_i = l_i^2 c_i$ . Момент всех реакций  $M = \sum_{i=1}^n l_i^2 c_i$  ( $n$  — число упругих опор). Из условия равновесия платформы  $\sum M_o = 0$  получим

$$\sum_{i=1}^n l_i^2 c_i X_1 - Ga = 0,$$

откуда

$$X_1 = Ga \left/ \left( \sum_{i=1}^n l_i^2 c_i \right) \right.$$

Тогда реакция  $i$ -й опоры  $R_i = \bar{R}_i X_1 = Gal_i c_i \left/ \left( \sum_{i=1}^n l_i^2 c_i \right) \right.$ . Реакция

в заднем шарнире  $R_0 = G - \sum_{i=1}^n R_i$ .

Во втором случае, при известном  $X_1 = \Delta_o/l$ , реакция  $i$ -й упругой опоры  $\bar{R}_i = l_i c_i \Delta_o/l$ . Реакцию жесткой опоры определим из условия равновесия  $\sum M_o = 0$

$$\sum_{i=1}^n R_i l_i + Rl - Ga = 0;$$

$$R = Ga/l - (\Delta_o/l^2) \sum_{i=1}^n c_i l_i^2.$$

Зазор  $\Delta_o$  нужно выбирать таким, чтобы второе слагаемое было меньше первого.

Для того чтобы учесть изгибную жесткость платформы и рамы, нужно рассчитывать систему рама — платформа в целом.

**Расчет на изгиб системы рама — платформа.** Существующая методика расчета на изгиб рамы и платформы грузового автомобиля неудовлетворительно отражает их взаимодействие. Раму принято рассчитывать от сосредоточенных сил, действующих в опорах платформы. Значение этих сил определяется при расчете платформы как балки, находящейся под распределенной нагрузкой и лежащей на  $n$  жестких опорах.

Фактически расчет рамы и платформы выполняется отдельно. Такой подход дает хорошие результаты для платформ, имеющих малую жесткость при изгибе по отношению к раме. Если жесткость при изгибе платформы значительна, что характерно для платформ автомобилей-самосвалов, рассчитывать на изгиб нужно всю систему рама — платформа, т. е. учитывать взаимное влияние рамы и платформы при данном виде нагружения. Взаимодействие рамы и платформы осуществляется через опоры последней, поэтому распо-

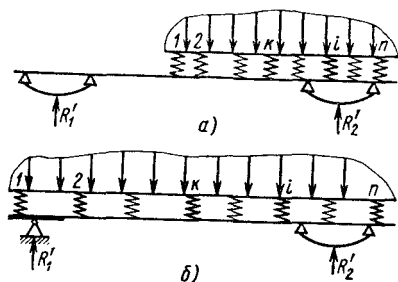


Рис. 73. Расчетные схемы самосвалов:  
а — автомобиля; б — прицепа

иногда устанавливаемый между рамой и платформой автомобилей-самосвалов, при изгибе работает совместно с рамой как параллельная балка или как ее составная часть в зависимости от способа закрепления. В первом случае, если опоры надрамника на раму находятся в зоне опор платформы на него, то в расчетную схему системы надрамник можно не вводить (рис. 73, а).

Изгибная жесткость платформы обычно определяется из условия прочности при подъеме ее с грузом. Несущим элементом может быть сама платформа (несущая платформа), в этом случае на изгиб работает все ее сечение. К такому типу относится, например, платформа автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555. Часто несущими являются только продольные балки платформы (автомобиль-самосвал ЗИЛ-ММЗ-554). Функцию несущих элементов могут выполнять боковые борта платформы или боковые борта, работающие совместно с продольными балками платформы. В этих случаях представлять платформу как балку можно только с определенными допущениями, так как она является пространственной системой.

Систему рассчитывают от нагрузки, распределенной по длине платформы. В общем случае закон распределения нагрузки может быть любым. Обычно принимают, что вес платформы и груза равномерно распределен по длине платформы.

Изгибающие моменты, действующие в лонжеронах рамы вне зоны установки платформы, в основном определяются реакцией передней рессоры. В зоне установки платформы изгибающие моменты в большой степени определяются реакциями опор платформы. У прицепов-самосвалов обычно зоной установки платформы является вся рама. На рис. 73, б представлена одна из возможных расчетных схем прицепа-самосвала. Рационально используя несущую способность платформы, путем перераспределения реакций можно добиться наиболее благоприятного нагружения рамы в зоне установки платформы.

Когда платформу устанавливают на две опоры, изменить изгибающие моменты, действующие в раме и платформе, можно только сменой расположения опор. Когда опор больше двух, целена-

ложение и конструкция опор (они могут быть жесткие, жесткие с зазором, упругие и т. д.) имеют большое значение при расчете системы рама-платформа автомобилей-самосвалов.

Расчетную схему указанной системы можно представить как балку-раму с опирающейся на нее балкой-платформой (рис. 73). Платформа опирается на раму через  $n$  опор, имеющих определенную жесткость и зазоры. Зазор определяют в ненагруженном состоянии самосвалов. Надрамник,

правленно формировать напряженное состояние рамы и платформы можно перераспределением реакций, изменяя жесткость опор и зазоры в них. При наличии даже трех опор (ограничение числа опор оправдано технологически) имеется много возможностей для обеспечения благоприятного нагружения рамы и платформы.

Если расчет системы рама — платформа проводят методом сил, то система статически неопределима  $(n-2)$  раза. За основную, как более рациональную, можно принять систему, изображенную на рис. 74, а. В этом случае получается пятидиагональная структура канонических уравнений. Эпюры от единичных нагрузок в платформе и раме имеют одинаковый вид (рис. 74, б и в). Наличие зазоров в опорах учитывается при определении грузовых членов канонических уравнений [16].

При расчете на ЭВМ упругие опоры в расчетной схеме моделируют стержнями, работающими на сжатие, геометрические параметры которых при заданной жесткости  $s$  опор определяются равенством  $1/c = l_c/EF_c$  (параметры стержня:  $l_c$  — длина,  $E$  — модуль упругости,  $F_c$  — площадь).

Необходимо учитывать, что связи между рамой и платформой в большинстве своем односторонние, поэтому необходимо использовать общие положения, принятые при расчете систем с односторонними связями. В нашем случае критерием соответствия рабочей системы расчетной схеме является получение реакций опор платформы одного знака, направленных против внешней нагрузки.

В системе канонических уравнений отражены основные особенности системы рама — платформа при расчете ее на изгиб. Пример-

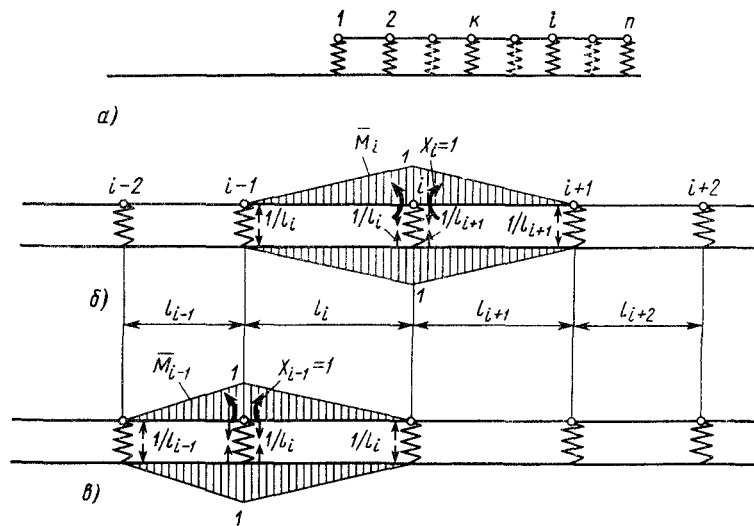


Рис. 74. Расчетная схема системы рама — платформа:  
 а — основная система; б — усилия в элементах системы от  $X_i=1$ ; в — усилия в элементах системы от  $X_{i-1}=1$

няя эту систему, можно решать разнообразные задачи, например формирование оптимального нагружения несущих элементов рамы и платформы с целью получения системы минимального веса. Такая задача может быть поставлена при проектировании рамы, специально предназначенной для автомобиля-самосвала, с последующим уточнением при расчете системы от кососимметричной нагрузки.

Часто возникает необходимость установить платформу на уже спроектированное шасси. При этом нагружение рамы должно быть наиболее благоприятным. Поставленную задачу можно решить, варьируя число и расположение опор, а также жесткость и зазоры в них.

Значения опорных реакций можно задавать из условия наиболее благоприятного нагружения рамы и рационального использования несущей способности платформы. При заданных значениях реакций, а значит, и опорных моментов платформы системой канонических уравнений можно пользоваться для определения других входящих в нее величин (жесткости опор, зазоров и т. д.), при которых реализуются эти реакции в данной системе рама — платформа.

Наличие в системе односторонних связей обуславливает возможность возникновения дополнительных трудностей, связанных с расчетом многочисленных вариантов расчетных схем, удовлетворяющих как критерию рабочей системы, так и благоприятному нагружению рамы и платформы.

Такой подход к расчету на изгиб системы рама — платформа можно продемонстрировать на примере реального самосвала.

**Пример 4.** Грузоподъемность автомобиля-самосвала  $m_r = 4000$  кг, масса платформы  $m_n = 1000$  кг. Расчетная схема представлена на рис. 75  $G = g(m_r + m_n) = 50$  кН. Третья опора абсолютно жесткая. Геометрические характеристики следующие:  $L_n = 334$  см;  $l_2 = 104$  см;  $l_3 = 285$  см;  $a = 30,7$  см;  $L = 380$  см;  $l_2' = 130$  см;  $I_1 = 4160$  см<sup>4</sup>;  $I_2 = 2480$  см<sup>4</sup>;  $I_3 = 1810$  см<sup>4</sup>;  $I_n = 1740$  см<sup>4</sup>.

Расчет ведем с учетом действия динамических нагрузок при динамическом коэффициенте  $k_d = 4$ . Тогда  $q = 4G/L_n$ .

Расчетные схемы без учета динамических нагрузок и с учетом их различают в зависимости от того, устраняются зазоры в опорах платформы от прилагаемых нагрузок или нет.

На рис. 75 представлены эпюры изгибающих моментов  $M_p$  и  $M_n$ , возникающих соответственно в раме и платформе при различных конструктивных изменениях системы. Наиболее опасная зона рамы — участок между опорами 1 и 2. При отсутствии опоры 1 в раме в зоне опоры 2 действует максимальный изгибающий момент (эпюра 1,  $M_p$ ). При этом  $\sigma = 142$  МПа (суммарный момент сопротивления сечений лонжеронов рамы  $W_p = 326$  см<sup>3</sup>).

Напряжения обусловлены только действием веса платформы с грузом без учета концентраторов и нагрузок от других агрегатов автомобиля, поэтому нужно признать уровень нагружения высоким, что подтверждается испытаниями автомобиля-самосвала при движении по выбитому булыжнику. При такой установке платформы трещины лонжерона в зоне опоры 2 наблюдались уже через 6...8 тыс. км пробега.

Установка упругих передних опор (жесткость упругого элемента  $c_1 = 0,4 \cdot 10^4$  кН/м) приводит к снижению расчетного изгибающего момента в опасной зоне рамы на 40% (эпюра III,  $M_p$ ). Трещин лонжерона в данном случае не наблюдалось после 20 тыс. км пробега по выбитому булыжнику.

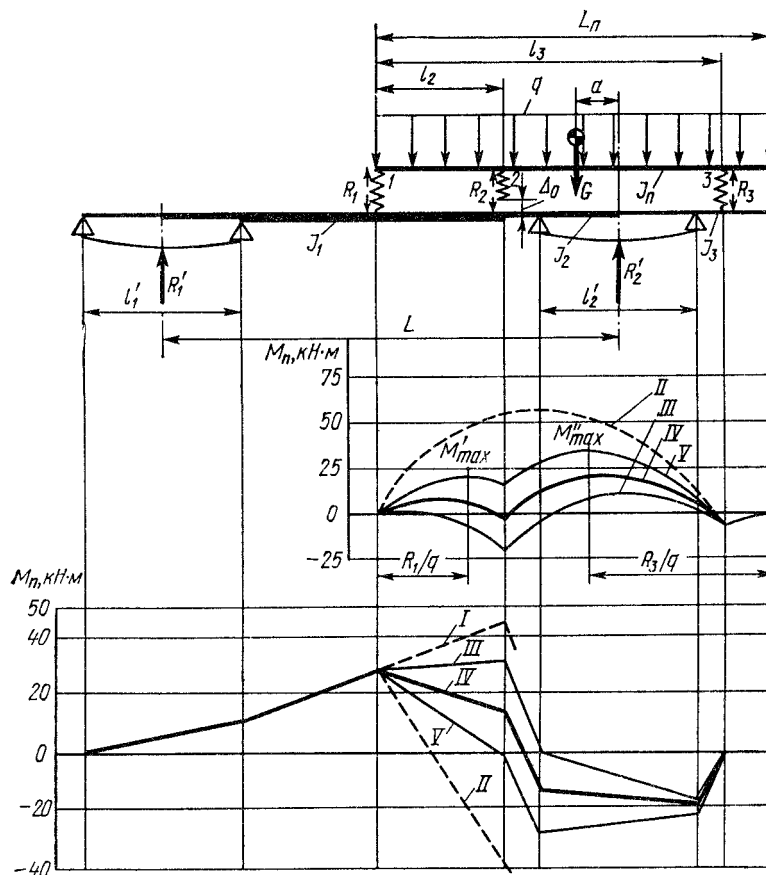


Рис. 75. Результаты расчета системы рама — платформа автомобиля-самосвала: I — без передней опоры; II — без средней опоры; III — с упругими передними опорами ( $c_1=4000$  кН/м); IV — с упругой средней опорой ( $c_2=3600$  кН/м) или с жесткой средней опорой и зазором в ней ( $\Delta_0=16$  мм); V — с упругой средней опорой ( $c_2=10^4$  кН/м) или с жесткой средней опорой и зазором в ней ( $\Delta_0=8$  мм)

Чтобы существенно уменьшить изгибающий момент в опасной зоне рамы, нужно увеличить  $R_1$ . Максимальное значение  $R_1$  принимает при отсутствии опоры 2, но при этом в платформе возникают недопустимо большие изгибающие моменты (эюра II,  $M_p$ ).

В раме также возникают большие изгибающие моменты, но в зоне опоры 2 максимальный изгибающий момент имеет противоположный знак (эюра II,  $M_p$ ) по сравнению со случаем, когда отсутствует опора 1. Таким образом, перераспределяя реакции, можно значительно менять изгибающие моменты в зоне установки платформы.

Максимально возможное значение  $R_1$  определим из условия прочности платформы. Реакции в опорах должны быть такими, чтобы  $M'_{max}$  и  $M''_{max}$  (эюра IV,  $M_p$ ) — не превышали допустимых значений  $[M] = [\sigma] W_p$  ( $[\sigma]$  — допустимое напряжение для материала несущих элементов платформы;  $W_p$  — момент сопротивления сечения несущих элементов платформы).

В рассматриваемом случае  $l_2 < 0,5 L_n$ ,  $M''_{\max} > M'_{\max}$ ,  $M''_{\max} = [M]$  сначала определим  $R_3$  из выражения

$$R_3 = q(L_n - l_3) + \sqrt{q^2(L_n - l_3)^2 + 2q[M]},$$

а затем —  $R_1$  из условия равновесия платформы. В этом случае  $R_1 = 47$  кН. Был принято  $[\sigma] = 160$  МПа;  $W_n = 192$  см<sup>3</sup>.

Если  $l_2 > 0,5 L_n$ , то  $M'_{\max} > M''_{\max}$ ;  $M'_{\max} = [M]$ ;

$$R_1 = \sqrt{2q[M]}.$$

Выражения для  $R_1$  и  $R_3$  получены из определения  $M'_{\max}$  и  $M''_{\max}$  относительно сечений, координаты которых указаны на рис. 75 (эпюра  $IV$ ,  $M_n$ ). Чтобы обеспечить  $R_1 = 47$  кН, необходимо установить упругую опору 2 с жесткостью  $c_2 \approx 3600$  кН/м или, если опора 2 жесткая, обеспечить зазор в ней  $\Delta_0 = 16$  мм. Значение зазора дано для случая, когда нагрузка на платформу не действует.

При  $R_1 = 47$  кН в раме наряду с уменьшением изгибающего момента в зоне опоры 2 (эпюра  $V$ ) он существенно возрастает в зоне переднего кронштейна задней рессоры (правда, на нижней полке лонжерона возникают напряжения сжатия). При  $R_1 = 47$  кН не выполняется условие прочности упругого элемента опоры. Чтобы это условие выполнялось, необходимо принять  $R_1 = 30$  кН. Нагружение рамы при этом наиболее благоприятно (эпюра  $IV$ ), в платформе максимальный и изгибающий моменты намного меньше допустимого (эпюра  $IV$ ). В раме изгибающий момент, а значит, и напряжения в опасной зоне опоры 2 снижаются более чем в 3 раза по сравнению с тем случаем, когда отсутствует опора 1 (эпюра  $I$ ,  $M_p$ ). Чтобы обеспечить  $R_1 = 30$  кН, необходимо установить в опоре 2 упругий элемент жесткостью  $c_2 = 1 \cdot 10^4$  кН/м или при жесткой опоре создать зазор  $\Delta_0 = 8$  мм.

Возможность существенного изменения изгибающего момента в опасном сечении автомобиля-самосвала подтверждается также статическими и динамическими тензометрическими испытаниями. Динамическое нагружение осуществляется путем переезда через симметрично расположенные единичные препятствия.

На рис. 76 представлены эпюры вертикального изгибающего момента, действующего в правом лонжероне рамы, построенные по результатам тензометрических испытаний при статическом симметричном и при динамическом нагружении. С установкой передних упругих опор и нагружением их за счет создания зазора в средней опоре резко меняется характер эпюр — уменьшается изгибающий момент в наиболее опасном сечении.

Теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия рамы и платформы самосвалов показывают, что при симметричном нагружении можно эффективно формировать напряженное состояние ра-

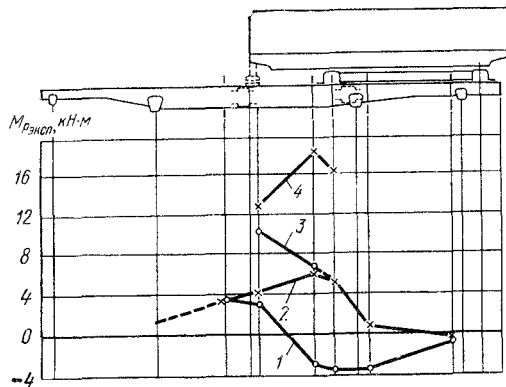


Рис. 76. Результаты экспериментальных исследований:

1 и 2 — при статическом нагружении соответственно с упругими передними опорами и без передних опор; 3 и 4 — при динамическом нагружении соответственно с упругими передними опорами и без них

мы в зоне установки платформы, рационально используя несущую способность платформы.

**Расчет платформы на кручение.** На стадии проектирования необходимо оценивать напряженно-деформированное состояние платформы при кручении. Особенно важно определить угловую жесткость платформы, так как от этого параметра во многом зависит нагруженность рамы и устойчивость самосвала при разгрузке. Хотя в этом случае к конструкции предъявляются противоречивые требования. Чтобы удовлетворить условию благоприятного нагружения рамы, платформа должна быть мягкой. При жесткой платформе происходит перегрузка одного из лонжеронов от перераспределения реакций в результате перекосов самосвала. В то же время, чтобы обеспечить достаточную устойчивость самосвала при разгрузке, платформа должна быть жесткой. При смещенном центре тяжести груза относительно продольной оси автомобиля смещение еще более увеличивается при закручивании мягкой платформы. При этом следует учитывать, что центр тяжести груза находится высоко в результате подъема платформы при разгрузке и даже небольшое поперечное его смещение может привести к потере устойчивости всего самосвала. Если платформа очень мягкая, то самосвал вообще не сможет выполнить своей эксплуатационной функции, так как подъем платформы со смещенным грузом окажется невозможным.

На рис. 77, а представлена одна из конструкций несущих платформ. Основными конструктивными элементами платформы являются: пол, усиленный продольными ребрами замкнутого сечения, боковые борта, имеющие наклонный участок при переходе к полу, обвязки переднего борта, обвязки боковых бортов и задняя обвязка. Все обвязки имеют замкнутое сечение. Таким образом, платформа представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию, которая эквивалентна открытой призматической (складчатой) системе. Расчет такой конструкции можно вести методом конечных элементов (МКЭ) с использованием балочного и оболочечного элементов. Для расчета автомобильных конструкций в настоящее время наиболее часто используют плоский треугольный симплекс-элемент. Например, таким элементом можно моделировать борта платформы. Однако функция, характеризующая перемещения в плоскости такого элемента, представляет собой полином первой степени, поэтому распределение деформаций и напряжений по стороне элемента постоянно, в то время как при закручивании открытых призматических (складчатых) систем каждая складка-пластина работает на изгиб в своей плоскости, что приводит к неравномерному распределению деформаций по ширине пластины. На рис. 77, б приведено характерное распределение деформаций по контуру призматической оболочки при кручении, соответствующее элюре секториальных координат. По ширине наклонной пластины происходит резкое изменение продольных деформаций. Если этот участок моделировать треугольным элементом, то распределение деформаций будет равномерным, что приведет к большим ошибкам

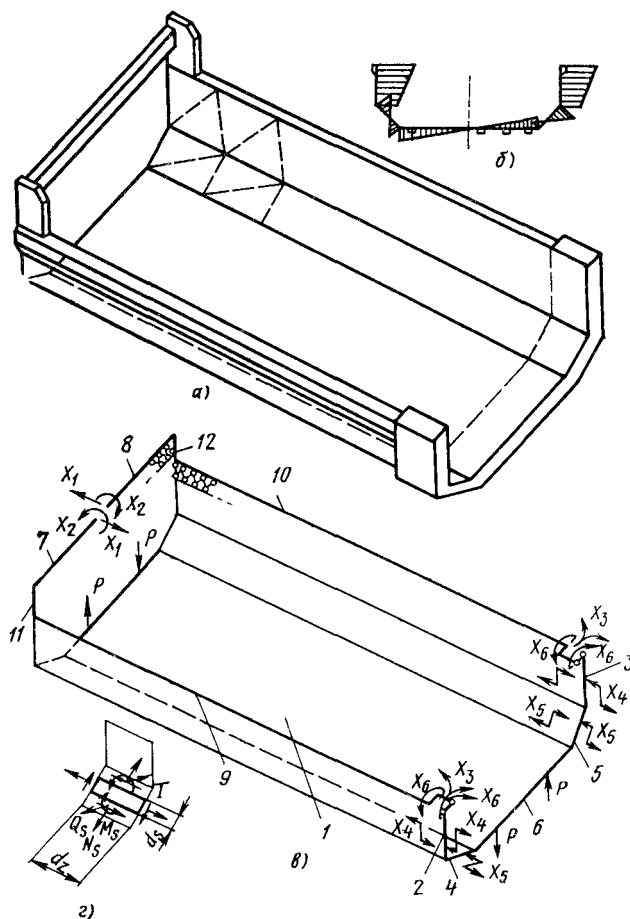


Рис. 77. Расчетная схема платформы автомобиля-самосвала:

*a* — конструкция платформы; *b* — секториальные координаты — поперечные сечения платформы; *c* — эквивалентная система платформы; *г* — усилия, действующие на выделенный прямоугольный элемент

как в напряжениях, так и в изгибной жесткости наклонной панели, а значит и в угловой жесткости всей конструкции. Точность можно повысить, разбивая участок на более мелкие симплекс-элементы, применяя элементы с промежуточными узлами или прямоугольные элементы, т. е. комплекс- или мультиплекс-элементы. Такие меры приводят к усложнению расчетной схемы и резкому увеличению порядка разрешающей системы уравнений. На стадии проектирования необходимо иметь упрощенные расчетные схемы, которые позволяли бы проводить многовариантные расчеты без большой затраты времени на подготовку исходной информации. Однако при построении упрощенных расчетных схем от расчетчика требуется доскональное знание конструкции и возможностей

применяемого метода и используемых типовых элементов, моделирующих конструкцию. Только в этом случае при построении расчетной схемы удастся отбросить все несущественное и отразить основные особенности конструкции.

В данном случае платформу в расчетной схеме (рис. 77, в) можно представить состоящей из призматической оболочки (элемент 1), которая моделируется пространственным элементом тонкостенного стержня и силового каркаса, включающего заднюю обвязку (элементы 2—6), переднюю обвязку (элементы 7 и 8), обвязку боковых бортов (элементы 9 и 10) и вертикальные соединительные элементы 11 и 12. Такой подход к выбору расчетной схемы обусловлен тем, что пространственный элемент тонкостенного стержня может быть использован только при моделировании оболочки с недеформируемым профилем.

В. З. Власовым показано, что влиянием деформаций контура при кручении пространственной складчатой системы с поперечными диафрагмами можно пренебречь — оно мало. Объясняется это тем, что поперечные изгибающие моменты  $M_s$  (рис. 77, г) зависят от изменения сдвигающего усилия  $T$  по сечению. При кручении эпюра изменения сдвигающих усилий по сечению кососимметрична. Поперечные изгибающие моменты от этих усилий будут также меняться по кососимметричному закону. В силу этого расстояние между двумя симметричными точками контура не изменится. В случае симметричного изгиба деформации контура играют большую роль, чем в случае кручения. При изгибе в поперечных сечениях возникают сдвигающие усилия, представляемые симметричной эпюрой. Моменты  $M_s$  от этих усилий будут распределены также симметрично. Поэтому расстояние между двумя симметричными точками изменяется.

В данном случае в оболочке нет поперечных диафрагм, если не считать переднего борта. Однако деформациям контура препятствует мощный силовой каркас платформы. Усилия, приводящие к деформациям контура, воспринимаются этим каркасом. И хотя он деформируется, но деформации его очень малы. Мала изгибная жесткость панелей в поперечном направлении по сравнению с жесткостью каркаса. Поэтому поперечными усилиями, передаваемыми с каркаса на панели, можно пренебречь и моделировать их соединение, как показано на рис. 77, в, где представлена эквивалентная система платформы для расчета по методу сил. Платформа закручивается кососимметричной системой внешних сил  $P$ ; это могут быть реакции задних поворотных шарниров и передних опор. В основной системе должна быть обеспечена свобода деформации концевых сечений тонкостенного элемента 1, которой препятствуют передняя и задняя обвязки. Используя свойство симметрии, разрежем переднюю обвязку по оси симметрии и приложим кососимметричные силовые факторы  $X_1$  и  $X_2$ . Сам передний борт не препятствует свободной деформации и служит диафрагмой.

Удалим связи, препятствующие взаимному перемещению панелей элемента 1 и элементов 2—5 в соединении с задней обвязкой,

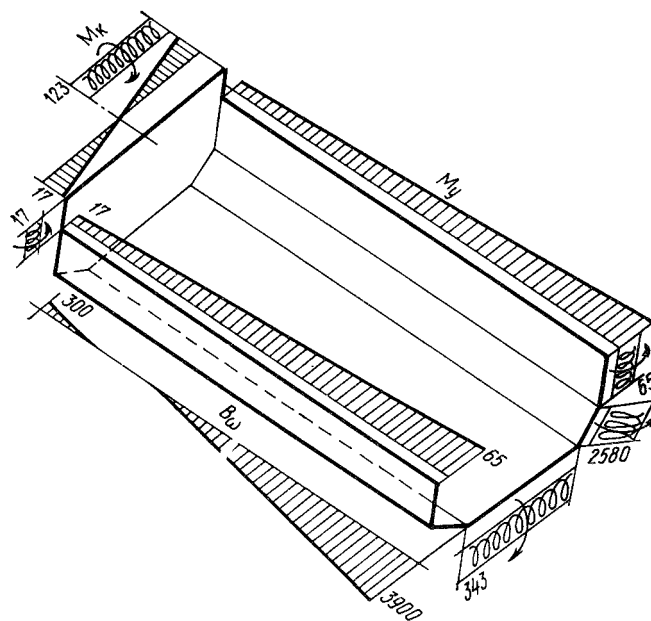


Рис. 78. Расчетная нагруженность элементов платформы

что обеспечивает свободу деформации второго концевое сечения в основной системе. Удаленные связи можно заменить неизвестными моментами  $X_4, X_5$ . Также нужно удалить связи, препятствующие взаимному повороту сечений элементов 9 и 10 относительно элементов 2 и 3, в соединении обвязок бортов и задней обвязки. Вместо удаленных связей приложены моменты  $X_3, X_6$ . В результате получилась система всего с семью неизвестными. При подготовке данных к расчету на ЭВМ задаются геометрические характеристики элементов. Для балочных элементов задаются  $I_x(I_y)$  и  $I_k$ , для тонкостенного элемента  $I_\omega$  и  $I_k$  и их длины. Так же должны быть заданы в качестве исходной информации усилия, действующие на элементы от каждого единичного неизвестного. Для элемента 1 должны быть заданы бимоменты, которые возникают в концевых сечениях от неизвестных  $X_1—X_5$ , равных единице (см. прил. 3). Особенностью закрепления элементов 9 и 10 является то, что при действии  $X_1$  и  $X_3$  их можно рассматривать как балки на двух опорах. Неподвижный шарнир расположен в соединении с передней обвязкой, а подвижный — в соединении с задней. От действия  $X_2$  эти элементы вообще не деформируются, так как соединены с бортами. От действия  $X_6$  эти элементы закручиваются как консольные стержни с заделкой в соединении с передней обвязкой.

Таким образом, расчетная схема, показанная на рис. 77, учитывает все характерные особенности платформы при ее закручивании, что и подтверждают результаты расчета.

На рис. 78 представлены эпюры основных силовых факторов, определяющих напряженное состояние платформы при закручивании ее моментом 2 кН·м. Значения на эпюрах даны в ньютонах и метрах. Эпюры изгибающих моментов построены на растянутых волокнах. Задняя обвязка больше стесняет концевое сечение платформы, чем передняя. Бимомент в этом сечении больше чем в 10 раз превышает бимомент в сечении у переднего борта. Это объясняется тем, что продольные перемещения крайних точек этого сечения, связанные с его депланацией, ограничиваются изгибной и крутильной жесткостью передней обвязки, которые гораздо меньше, чем у задней. Максимальные напряжения возникают в соединении с боковыми бортами и могут быть определены по третьей теории прочности

$$\sigma = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2},$$

где  $\sigma_n = M_y/W_y$ ;  $\tau = M_k/W_k$  — напряжения от изгиба и кручения.

Максимальные напряжения в обвязках бортов возникают в сечениях у задней обвязки:

$$\sigma = \sigma_\omega + \sigma_y = B_\omega \omega / I_\omega + M_y x / I_y,$$

где  $\sigma_\omega$  — напряжение стесненного кручения;  $\sigma_y$  — напряжение изгиба.

Касательными напряжениями от дополнительного закручивания обвязки моментом  $X_1$  (см. рис. 77, в) можно пренебречь.

Задняя обвязка находится в условиях кручения и изгиба в своей плоскости. Максимальные крутящие моменты действуют на наклонные элементы 4 и 5 обвязки. Напряженное состояние задней обвязки в основном определяется касательными напряжениями  $\tau = M_k/W_k$  от кручения. Напряжениями от изгиба можно пренебречь. Расчетная угловая жесткость платформы составила  $C = 20,6$  кН·м/°, что достаточно хорошо соответствует экспериментальному значению  $C_э = 18,4$  кН·м/°. Экспериментально угловая жесткость замерялась при нагружении платформы, как показано на рис. 79. Усиление  $P$  через динамометр прикладывалось к переднему борту. При этом создавался крутящий момент  $M_k = 12,9$  кН·м и платформа закручивалась на угол  $\varphi = 0,7^\circ$ .

Угол закручивания можно определить как разность углов поворота концевых сечений платформы, замеренных оптическим квадрантом. Расчетные напряжения от экспериментального значения крутящего момента следующие: в обвязке переднего борта  $\sigma = 23,3$  МПа при  $\sigma_n = 23$  МПа и  $\tau = 2$  МПа; в обвязках бортов  $\sigma = 32$  МПа при  $\sigma_\omega = 19$  МПа и  $\sigma_y = 13$  МПа; в наклонном элементе задней обвязки  $\tau = 80$  МПа. Наиболее нагруженными являются наклонные элементы задней обвязки. Это подтверждается данными эксплуатации платформ такого типа — часто трещины в сварных швах появляются именно в этих зонах.

Нужно отметить, что угловая жесткость рассматриваемой платформы более чем в 10 раз больше, чем жесткость платформы

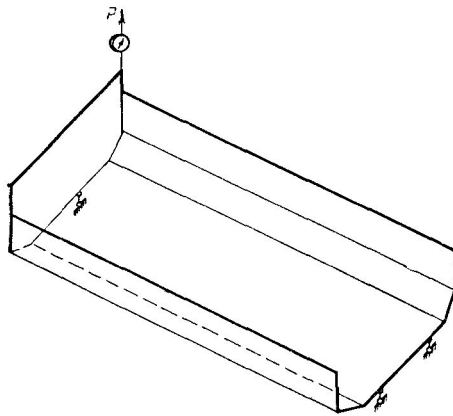


Рис. 79. Нагружение платформы при экспериментальных исследованиях

ки бесконечно жесткими, то угловая жесткость платформы увеличивается более чем в 10 раз. Жесткость на кручение обвязок, хотя они и замкнутого сечения, по сравнению с изгибно-крутильной жесткостью всего сечения платформы также мала.

Таким образом, предлагаемая расчетная схема учитывает основные конструктивные особенности несущих платформ при кручении и может применяться на стадии проектирования с целью создания рациональных конструкций.

#### АНАЛИЗ ДЕФОРМИРУЕМОСТИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ ПРИ РАЗГРУЗКЕ

Характер нагружения элементов несущей системы при разгрузке самосвала и возникающие в них усилия зависят от особенностей конструктивного исполнения автомобиля, положения центра масс главным образом груза и кузова, а также от расположения колес на опорной поверхности.

Для выявления основных зависимостей кинематики и статики несущей системы самосвала при разгрузке рассмотрим ее обобщенную модель (рис. 80, а). Не вдаваясь в конструктивные подробности, представим несущую систему пятью блоками: рама 1, платформа 2, передняя 5 и задняя 4 подвески, подъемный механизм 3, определяющими только основные геометрические размеры. На рис. 80, а показана схема конструкции с разгрузкой назад, но принципиально она не отличается от схемы конструкции с разгрузкой на боковую сторону.

Опорные точки модели несущей системы  $A$ ,  $B$ ,  $C$  и  $D$  соответствуют точкам поверхности контакта колес по базе  $L$  и колес  $2B$  автомобиля. Модель несущей системы отнесем к праввинтовой прямоугольной системе координат  $xuz$  (рис. 80, б). Начало координат

ЗИЛ-ММЗ-554. Это объясняется тем, что в данной платформе работает весь ее контур, в то время как в платформе ЗИЛ-ММЗ-554 работает только ее основание.

В рассматриваемой платформе значительная угловая жесткость достигается в основном влиянием задней обвязки на стеснение концевое сечения. Влияние обвязки переднего и боковых бортов на угловую жесткость платформы из-за их большой изгибной податливости гораздо меньше. Если в расчете пренебречь этой податливостью, т. е. принять обвязки

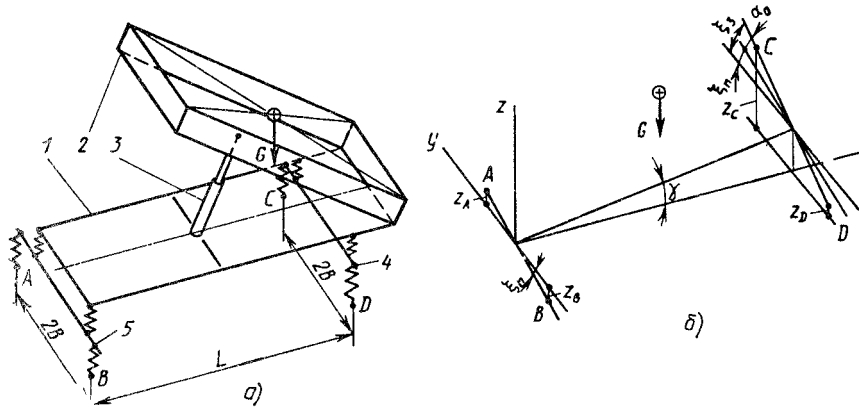


Рис. 80. Обобщенная модель несущей системы автомобиля-самосвала при разгрузке

совместим с серединой линии  $AB$ . Ось  $z$  ориентируем против направления веса  $G$ . Плоскость  $yz$  проходит через опорные точки  $A$  и  $B$ .

Положение автомобиля на опорной поверхности относительно горизонтальной плоскости  $xy$  может быть определено координатами  $z_A, z_B, z_C$  и  $z_D$  опорных точек  $A, B, C$  и  $D$  или угловыми параметрами: продольным  $\gamma$  и поперечными  $\xi_n$  и  $\xi_z$  соответственно для передних и задних опорных точек.

Равенство углов  $\xi_n = \xi_z = \xi$  означает, что все опорные точки находятся на одной плоскости с продольным  $\gamma$  и поперечным  $\xi$  уклонами относительно горизонтальной плоскости. Отличие углов  $\xi_n$  и  $\xi_z$  означает, что опорные точки не лежат в одной плоскости. Такое положение можно также выразить угловыми параметрами  $\gamma, \xi = \xi_n$  и  $\alpha_0 = \xi_z - \xi_n$ .

Параметр  $\alpha_0$  определяет взаимный поворот задней  $CD$  и передней  $AB$  опорных линий или поворот одного сечения несущей системы относительно другого, т. е. ее закручивание относительно продольной оси. Таким образом, в отличие от параметров продольного  $\gamma$  и поперечного  $\xi$  уклонов опорной поверхности, определяющих повороты несущей системы как жесткого тела, параметр  $\alpha_0$  определяет закручивание или, точнее, перекося несущей системы автомобиля относительно ее положения, когда все четыре опорные точки располагаются на плоскости. При абсолютно жесткой несущей системе перекося будет равен нулю, при этом на произвольной поверхности несущая система чаще всего будет иметь только три точки опоры.

В некоторых случаях перекося несущей системы удобнее определять линейным перемещением одного из колес —  $H_0$ , которое связано с  $\alpha_0$  соотношением  $H_0 = 2B \sin \alpha_0$ .

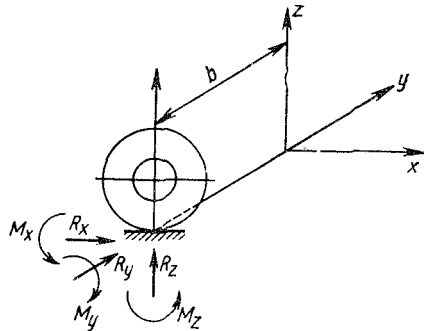


Рис. 81. Реактивные усилия на колесе в общем случае нагружения

Связь между угловыми параметрами и координатами опорных точек относительно любой горизонтальной плоскости, а не только  $xoy$  (что особенно важно при проведении экспериментальных замеров), определяется следующими зависимостями:

$$\gamma = \arcsin 0,5 [(z_C + z_D - z_A - z_B)/L];$$

$$\xi = \arcsin 0,5 [(z_A - z_B)/B];$$

$$\alpha_0 = \arcsin 0,5 [(z_C - z_D)/B] - \xi.$$

Основное силовое воздействие на элементы несущей системы самосвала при разгрузке оказывает вес  $G$  груза и платформы. Влияние других агрегатов менее существенно, так как их вес меньше, и они практически не меняют своего положения при разгрузке.

Действие веса груза и платформы вызывает реактивные усилия на опорах. В общем случае деформации несущей системы реактивные усилия от силы  $G$  в зонах контакта колес с опорной поверхностью можно привести к равнодействующим, которые выражаются их проекциями на оси координат  $xuz$ , как показано на рис. 81. Определение всех компонентов реактивных усилий представляет большие трудности. Для этого необходимо разрабатывать достаточно точные расчетные модели, которые учитывали бы, например, влияние сил трения в соединениях элементов, зазоров в этих соединениях, нелинейности упругих характеристик и т. п. Более эффективен путь выявления основных реактивных усилий и учета побочных компонентов на основании экспериментальных данных.

Определение реактивных усилий упрощается, если предположить, что несущая система продольно симметрична. Для этого кроме симметрии геометрических размеров должна соблюдаться симметрия жесткостных параметров (например, жесткость шин и рессор левого и правого бортов должна быть одинакова).

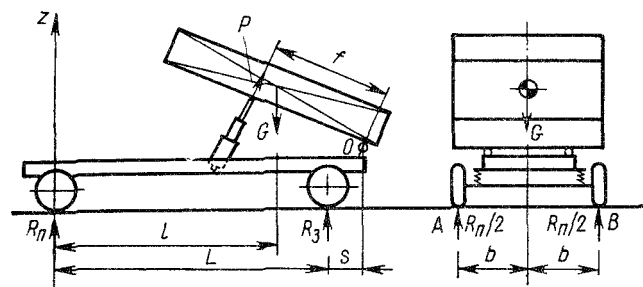
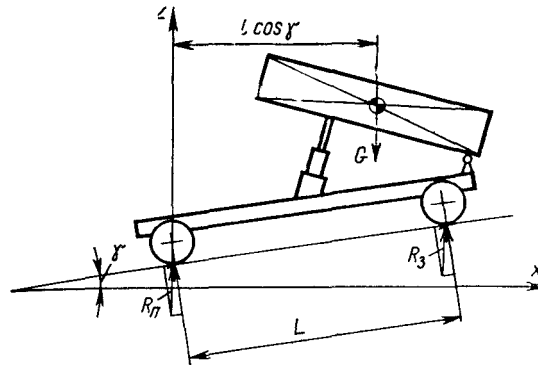


Рис. 82. Идеальный случай разгрузки самосвала

Рис. 83. Разгрузка на площадке с продольным уклоном



Используя такую симметрию, рассмотрим идеальный случай разгрузки самосвала, когда все четыре опорные точки располагаются на горизонтальной плоскости, а центр масс платформы с грузом как в начальном положении, так и в процессе разгрузки находится в плоскости симметрии автомобиля (рис. 82), что возможно только при разгрузке назад. В этом случае в опорных точках практически действуют только вертикальные реакции  $R_{zA}$ ,  $R_{zB}$ ,  $R_{zC}$  и  $R_{zD}$ , для которых в силу симметрии  $R_{zA} = R_{zB} = 0,5R_{\Pi}$ ;  $R_{zC} = R_{zD} = 0,5R_3$ .

Равнодействующие на переднем  $R_{\Pi}$  и заднем  $R_3$  мостах легко определить из условий равенства нулю суммы моментов этих сил и веса  $G$  относительно осей  $AB$  и  $CD$ :

$$R_{\Pi} = G(L - l)/L;$$

$$R_3 = Gl/L.$$

Так же легко в идеальном случае разгрузки можно определить усилия в подъемном механизме:  $P = G(L + S - l)/f$  и при необходимости реактивные усилия на оси поворота  $O$ , используя уравнения равновесия, записанные отдельно для платформы.

Таким образом, в идеальном случае разгрузки основные внешние усилия для элементов несущей системы самосвала: рамы, кузова и подъемного механизма могут быть легко определены. Следует также отметить, что внешние и реактивные усилия как для всей несущей системы, так и для отдельных ее элементов, приводятся только к симметричным составляющим, что значительно облегчает расчеты на прочность.

Наличие продольного уклона опорной поверхности  $\gamma$  (рис. 83) мало влияет на изменение реакций  $R_{\Pi}$  и  $R_3$ . Пренебрегая влиянием проекции веса на продольную ось  $Q \sin \gamma$ , что при значениях угла  $\gamma = 3 \dots 5^\circ$ , наиболее характерных в эксплуатации, вполне допустимо, реакции  $R_{\Pi}$  и  $R_3$  можно определять без учета продольного уклона. При  $\gamma > 5^\circ$  реакции будут выражены другими зависимостями. Разгрузка на площадках с продольным уклоном также приводит к некоторому изменению характера нагружения несущей системы, свя-

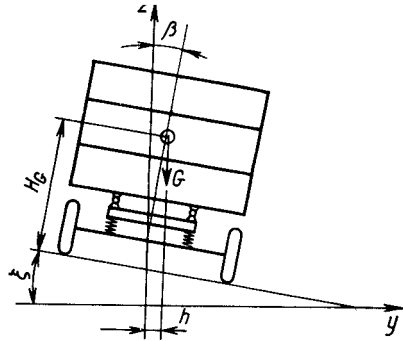


Рис. 84. Разгрузка на площадке с поперечным уклоном

$xz$  (рис. 84). Наличие момента  $M = Qh$  не только вызывает перераспределение вертикальных реакций на левых и правых колесах упругой несущей системы, но и приведет к появлению горизонтальных реакций (поперечных и продольных). Значения всех этих реакций нельзя определить только на основании уравнений равновесия. В общем случае необходимо рассматривать статически неопределимые расчетные модели. Число неизвестных для таких моделей может быть различно в зависимости от необходимой точности определения усилий. Для оценки общего характера деформаций элементов несущей системы самосвала при разгрузке от действия поперечного момента  $M = Qh$  достаточно воспользоваться упрощенной расчетной моделью, в которой используются экспериментальные значения угловой податливости отдельных элементов.

Учитывая особенности нагружения несущей системы самосвала при разгрузке, представим ее двумя блоками: платформой и рамой с передней и задней подвесками. Сначала более подробно рассмотрим второй блок (рис. 85). Он представляет собой последовательное соединение передней подвески (колеса, мост и рессоры) 1, рамы 2 и задней подвески 3. Блок нагружен как реактивными моментами  $M_{\Pi}$  и  $M_3$ , так и, в общем случае, моментами  $M_1$  и  $M_2$ , передаваемыми от кузова на раму.

Угловую податливость несущей системы  $\varphi_0$ , равную ее углу закручивания от единичного момента, можно выразить через сумму податливости отдельных элементов:

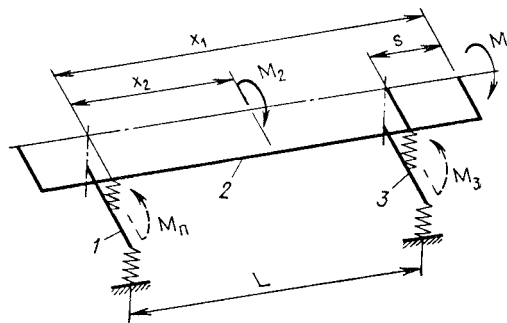


Рис. 85. Схема нагружения обобщенной модели самосвала

занному с появлением продольных реакций (рис. 83). Однако этими изменениями при анализе прочности можно пренебречь.

Идеальный случай разгрузки практически невозможен, так как из-за наличия бокового уклона опорной поверхности, перекоса автомобиля, неравномерного размещения груза в платформе и, наконец, нарушения симметрии в результате, например, различной жесткости левых и правых рессор и т. д. всегда будут иметь место смещения  $h$  центра тяжести относительно продольной плоскости

$$\bar{\varphi}_0 = \bar{\varphi}_n + \bar{\varphi}_p + \bar{\varphi}_z,$$

где  $\bar{\varphi}_n$  и  $\bar{\varphi}_z$  — угловые податливости соответственно передней и задней подвесок;  $\bar{\varphi}_p$  — угловая податливость рамы по базе автомобиля.

Значения  $\bar{\varphi}_n$ ,  $\bar{\varphi}_z$  и  $\bar{\varphi}_p$  могут быть определены экспериментально.

Значения реактивных моментов  $M_n$  и  $M_z$  и относительного угла закручивания рамы  $\theta$  можно получить по формулам (30)...(32), используя принцип суперпозиции:

$$M_n = M_1 [\bar{\varphi}_p (1 - \eta_1) + \bar{\varphi}_z] / \bar{\varphi}_0 + M_2 [\bar{\varphi}_p (1 - \eta_2) + \bar{\varphi}_z] / \bar{\varphi}_0;$$

$$M_z = M_1 + M_2 - M_n;$$

$$\theta = M_1 \bar{\varphi}_p [\bar{\varphi}_z \eta_1 - \bar{\varphi}_n (1 - \eta_1)] / (\bar{\varphi}_0 L) + M_2 \bar{\varphi}_p [\bar{\varphi}_z \eta_2 - \bar{\varphi}_n (1 - \eta_2)] / (\bar{\varphi}_0 L),$$

где  $\eta_1 = x_1/L$  и  $\eta_2 = x_2/L$  — безразмерные коэффициенты, характеризующие расположение заднего и переднего поворотного шарнира платформы относительно передней оси.

Для случая разгрузки назад при подъеме платформы одним гидроцилиндром, расположенным в плоскости  $xz$ ,  $M_2 = 0$ , а  $M_1 = M$ . Тогда  $M_n$ ,  $M_z$ ,  $\theta$  и угол поворота сечения рамы  $\beta_{ш}$  непосредственно определяют по формулам (30)—(34). Для дальнейшего анализа запишем эти формулы, координируя приложение момента  $M$  относительно задней оси:

$$M_n = M (\bar{\varphi}_z - a \bar{\varphi}_p) / \bar{\varphi}_0;$$

$$M_z = M [\bar{\varphi}_n + (a + 1) \bar{\varphi}_p] / \bar{\varphi}_0; \quad (35)$$

$$\sigma = M \bar{\varphi}_p [\bar{\varphi}_n a + \bar{\varphi}_z (a + 1)] / \bar{\varphi}_0 L;$$

$$\beta_{ш} = M [\bar{\varphi}_n \bar{\varphi}_p a^2 + \bar{\varphi}_z \bar{\varphi}_p (a + 1)^2 + \bar{\varphi}_n \bar{\varphi}_z] / \bar{\varphi}_0,$$

где  $a = s/L = (x_1 - L)/L = \eta_1 - 1$  — безразмерный коэффициент, характеризующий расположение задних поворотных шарниров относительно задней оси автомобиля (рис. 85).

Платформу можно представить также одномерным стержнем, работающим на кручение (рис. 86). Крутящий момент, обусловленный действием груза, для платформы более правильно выразить в виде распределенной нагрузки  $m(x)$ , которая уравновешена реактивным моментом  $M$ , передаваемым от рамы:

$$\int_0^{L_k} m(x) dx = M.$$

При разгрузке назад реактивный момент приложен в сечении оси опрокидывания, т. е. на конце стержня (рис. 86, а). При разгрузке на сторону осью приведения поперечных моментов для платформы будет ось опрокидывания, реактивный момент будет приложен в сечении опирания гидроцилиндра, т. е. в средней части

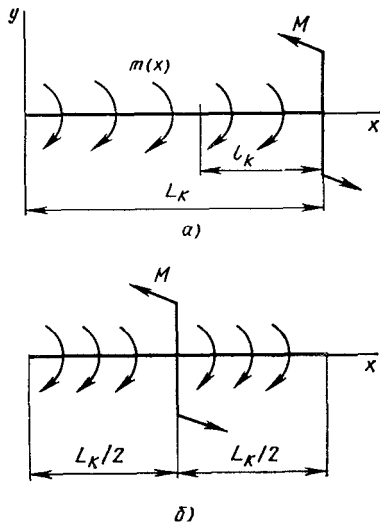


Рис. 86. Нагружение платформы поперечными моментами при разгрузке:  
 а — при разгрузке назад; б — при разгрузке на сторону

(рис. 86, б). Если груз распределен равномерно по платформе, то  

$$m(x) = M/L_k.$$

Угол поворота произвольного сечения платформы  $\beta_k(x)$ , отстоящего от сечения реактивного момента (см. рис. 86, а) на  $l_k$ , можно определить по формуле

$$\beta_k(x) = (\bar{\varphi}_k l_k / L_k^2) \int_0^{l_k} m(x) dx + \beta_{k0}, \quad (36)$$

где  $\bar{\varphi}_k$  — угловая податливость платформы от единичных моментов, расстояние между которыми  $L_\varphi$ ;  $\beta_{k0}$  — начальный угол поворота сечения, где применен реактивный момент ( $\beta_{k0} = \beta_1$  — при разгрузке назад;  $\beta_{k0} = 0,5(\beta_1 + \beta_2) + \psi$  — при разгрузке на сторону;  $\psi$  — угол поворота платформы относительно рамы).

Для случая разгрузки назад  $l_k = L_k$ ; при разгрузке на сторону  $l_k = 0,5L_k$ .

Возникающие под действием поперечных моментов деформации несущей системы приводят к дальнейшему смещению центра тяжести кузова с грузом из продольной плоскости и, следовательно, к дополнительному увеличению скручивающих моментов.

Проиллюстрировать этот процесс можно примером разгрузки самосвала назад на площадке с боковым уклоном  $\xi$ . Если принять, что факторы, влияющие на появление поперечного момента, отсутствуют, то его начальное значение  $M_0$ , считая смещение центра масс платформы и груза как поворот жесткого диска относительно оси  $x$  (см. рис. 84),

$$M_0 = QH_G \sin \xi.$$

Начальный момент  $M_0$  будет вызывать закручивания платформы и шасси. Возникающие при этом деформации несущей системы, которые могут быть определены по формулам (35) и (36), вызовут дальнейшее смещение центра тяжести относительно плоскости  $xz$  на величину

$$\Delta h = H_1 \sin(\Delta\beta_1) + H_2 \sin(\Delta\beta_k),$$

где  $H_1$  и  $H_2$  — расстояния центра тяжести от центра его поворота соответственно при деформациях шасси и кузова.

Точно определить положения центров поворота сложно. Можно только предположить, что для шасси центр находится где-то между

опорными площадками задних рессор и рамой, а для кузова — на уровне оси опрокидывания. Для практических расчетов можно принять

$$H_1 = H_2 = H_k,$$

где  $H_k$  — расстояние от центра тяжести до плоскости, проходящей через точки опирания концов задних рессор на кронштейны рамы.

Считая кузов абсолютно жестким для упрощения анализа, можно определить увеличение поперечного момента по сравнению с начальным:

$$\Delta M = H_k \sin \beta_1.$$

При суммировании  $M_0$  и  $\Delta M$  получается новый, большего значения поперечный момент, который будет вызывать и большую деформацию самосвальной установки, что опять приведет к увеличению момента, и т. д. Этот процесс может быть затухающим — устойчивым или неустойчивым. Оценить его можно последовательным приближением. При первом приближении за начальный поперечный момент  $M_n$  принимают  $M_{n1} = M_0$ , а далее определяют конечный на первом цикле вычислений момент  $M_{n1} = M_n + \Delta M$ . Затем следует проверить условие

$$(M_k - M_n) / M_n < \Delta, \quad (37)$$

где  $\Delta = 0,01 \dots 0,05$  (значение определяется необходимой точностью расчета).

Если условие (37) удовлетворяется, т. е. значения конечного и начального моментов практически не отличаются, расчет считается законченным; если это условие не удовлетворяется, расчет повторяют уже на следующем  $i$ -ом цикле и за начальный момент принимают значение конечного момента предыдущего этапа расчета.

Детально проанализировать влияние различных параметров на деформируемость несущей системы самосвалов при разгрузке можно только на конкретных примерах при определенных численных значениях приведенных жесткостей. Однако можно сделать и некоторые общие выводы. Так, например, при разгрузке назад угловые деформации рамы будут тем меньше, чем меньше задний свес рамы, характеризуемый коэффициентом  $a$ . Заметно влияние коэффициента  $a$  и при разгрузке на сторону.

Более детально проанализировать деформируемость несущих систем при разгрузке можно на примерах расчета автомобилей-самосвалов КамАЗ-5511 и ЗИЛ-ММЗ-4505. Для выбора податливости элементов несущих систем следует воспользоваться данными замеров угловой жесткости при перекосе автомобилей в результате подъема переднего и задних расположенных диагонально колес на стенде. Данные замеров высоты подъема колес, углов поворота сечений рамы и вертикальных реакций на передних колесах обрабатывались по специальной методике с использованием метода наименьших квадратов. Податливость передней и задней подвесок и рамы при различной комплектации автомобилей приведена в табл.

5. Значения приведенных угловых податливостей в  $\%/(кН \cdot м)$  при перекосе автомобилей

Комплектация автомобиля	$\bar{\varphi}_H$	$\bar{\varphi}_3$	$\bar{\varphi}_P$
<i>ЗИЛ-ММЗ-4505</i>			
Шасси с надрамником	0,72/0,80	0,13/0,15	1,03/1,26
Снаряженный	0,72/0,83	0,06/0,11	0,92/1,09
С грузом	0,69/0,78	0,02/0,07	0,46/0,63
<i>КамАЗ-5511</i>			
Шасси с надрамником	0,60/0,63	0,08/0,11	0,15/0,17
Снаряженный	0,55/0,57	0,04/0,05	0,12/0,14
Снаряженный, кузов приподнят	0,55/0,57	0,04/0,05	0,13/0,14
С грузом	0,55/0,57	0,01/0,01	0,10/0,11

5. По два значения податливости даны в соответствии с перекосом в обе стороны. Заметное различие этих значений связано с влиянием несимметричности жесткостных параметров элементов подвески, наличием неопределенных зазоров и т. д. Поэтому оценивать податливость следует на основании статистической обработки замеров, полученных для достаточно большого числа автомобилей аналогичных моделей.

Заметно изменяется податливость, особенно задней подвески и рамы, в зависимости от комплектации автомобиля, что еще раз подтверждает необходимость при перекосе рассматривать деформации всей несущей системы, а не отдельных ее элементов. Различие в податливости рамы снаряженного автомобиля по сравнению с шасси связано с непосредственным включением в работу платформы. Влияние платформы на жесткость рамы, точнее системы рама — платформа, еще более увеличивается у загруженного автомобиля, так как увеличиваются силы трения в зонах контакта их элементов. В процессе разгрузки зоны контакта платформы с рамой сокращаются, поэтому при проведении расчетов на этой стадии естественно использовать значение податливости рамы, полученное при поднятой платформе.

Различие значений приведенной податливости задней подвески в зависимости от комплектации автомобиля обусловлено в первую очередь влиянием контактных усилий между листами рессор. Чем больше эти усилия, тем больше поперечные силы трения и, следовательно, выше жесткость рессоры при закручивании. В процессе разгрузки при подъеме центра тяжести груза и увеличении скручивающего момента контактные усилия между рессорными листами будут изменяться и, следовательно, будет меняться угловая жесткость задней подвески. Для расчета можно использовать значения податливости задней подвески, приведенные в табл. 5.

За расчетное значение  $\varphi_{з1}$  можно принять полусумму податливостей задней подвески для снаряженного автомобиля с грузом пока момент на задней подвеске не достигнет значения

$$M_{з1} = 0,5G_r B_p,$$

где  $G_r/9,8$  — масса груза;  $B_p$  — расстояние между рессорами задней подвески.

На следующем этапе, пока  $M_{з11} < 0,5(G_r + G_k) B_p$  ( $G_r/9,8$  — масса платформы), за расчетное значение  $\varphi_{з11}$  можно принять полусумму податливостей задней подвески снаряженного автомобиля и шасси. На последнем этапе расчета расчетное значение  $\varphi_{з111}$  соответствует значению угловой податливости задней подвески, полученному для шасси с надрамником.

Ниже приведены расчетные значения угловых податливостей элементов несущей системы автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-4505 и КамАЗ-5511 с учетом их усреднения по перекосам в обе стороны и даны другие необходимые для расчета параметры: нагрузка платформы с грузом  $G$ , максимальная высота подъема центра тяжести платформы с грузом  $H_r$ , коэффициент заднего свеса  $a$ .

Модель автомобиля	ЗИЛ-ММЗ-4505	КамАЗ-5511
$G$ , кН	74	120
$H_r$ , м	2,23	2,75
$a$	0,27	0,43
$\varphi_{п}$ , °/(кН·м)	0,80	0,58
$\varphi_{р}$ , °/(кН·м)	1,07	0,135
$\varphi_{з1}$ , °/(кН·м)	0,07	0,03
$\varphi_{з11}$ , °/(кН·м)	0,11	0,07
$\varphi_{з111}$ , °/(кН·м)	0,14	0,1
$M_{з1}$ , кН·м	30	50
$M_{з11}$ , кН·м	37	60

Результаты расчетов по исходным параметрам приведены ниже. Для ЗИЛ-ММЗ-4505 и КамАЗ-5511 даны начальные поперечные углы уклона опорной поверхности  $\xi_a$  и соответствующие им угол поворота сечения оси опрокидывания  $\beta_{ш}$ ; относительный угол закручивания рамы  $\theta_p$ ; общий скручивающий шасси момент  $M$ , а также моменты на заднем  $M_z$  и переднем  $M_{п}$  мостах.

ЗИЛ-ММЗ-4505						
$\xi_a$ , °	3	5	7	8	9	10
$\beta_{ш}$ , °	4,9	8,3	13,7	17,7	22,3	28,9
$\theta_p$ , °/м	0,73	1,21	2,2	3,0	3,95	5,44
$M$ , кН·м	15	25,2	42,3	55,5	71,2	95,9
$M_z$ , кН·м	16,7	28,1	46,7	60,8	77,7	104,2
$M_{п}$ , кН·м	-1,7	-2,9	-4,4	-5,3	-6,5	-8,3
КамАЗ-5511						
$\xi_a$ , °	3	5	7	9	10	11
$\beta_{ш}$ , °	4,2	7,0	11,0	18,6	23,3	30,9
$\theta_p$ , °/м	0,36	0,61	1,01	1,88	2,46	3,5
$M$ , кН·м	24,1	40,4	64,1	111,0	142,1	197,5
$M_z$ , кН·м	25,2	42,2	65,9	110,5	140,2	192,9
$M_{п}$ , кН·м	-1,1	-1,8	-1,8	0,5	1,9	4,4

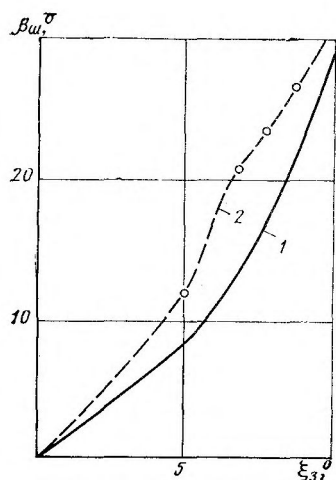


Рис. 87. Зависимость угла поворота  $\beta_{ш}$  сечения оси опрокидывания платформы автомобиля ЗИЛ-ММЗ-4505 в зависимости от поперечного уклона опорной поверхности  $\xi_z$ :

1 — расчетная; 2 — экспериментальная



Рис. 88. Испытание автомобиля на боковую устойчивость

На рис. 87 приводится также графическая зависимость угла поворота сечения оси опрокидывания  $\beta_{ш}$  от начального уклона площадки  $\xi_z$ . Там же показаны результаты экспериментальных замеров, полученные на специальном стенде для определения боковой устойчивости (рис. 88). Самосвал ЗИЛ-ММЗ-4505 загружали с равномерно распределенной нагрузкой 60 кН, центр тяжести находился в геометрическом центре платформы. Груз закрепляли на платформе. Задние колеса устанавливали на площадку стенда, которую при помощи гидроцилиндров поворачивали на фиксированный угол относительно продольной оси, расположенной на внешней стороне колес одного из бортов (на рис. 88 — правого), после чего кузов поднимали на максимальную высоту и фиксировали угол поворота сечения рамы, соответствующего оси опрокидывания.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений  $\beta_{ш}$  (см. рис. 87) показывает на их удовлетворительное соответствие. Несколько меньшие расчетные значения, с одной стороны, можно объяснить недостаточной точностью оценки жесткостных параметров элементов несущей системы в разные моменты разгрузки, а с другой стороны, неучетом деформаций кузова и узлов его соединения с рамой. Кроме того,

следует отметить, что уточнение расчетных зависимостей после того, как момент на задней подвеске достигает значения, при котором одна из рессор будет полностью разгружена, не имеет практического смысла. После этого рессора, точнее — только ее коренные листы, начинает работать на растяжение, к чему она не приспособлена. Для рассматриваемых моделей автомобилей значение

6. Результаты расчетов несущей системы автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-4505 при изменении параметров

Параметр	$\xi_3, ^\circ$	$\beta_{ш}, ^\circ$	$\theta_p, ^\circ/\text{м}$	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	$M_3, \text{кН} \cdot \text{м}$	$M_{ш}, \text{кН} \cdot \text{м}$
Исходные	5	11,8	2,02	36,3	39,6	-3,2
	7	16,8	2,82	52,6	57,3	-4,7
	9	22,4	4,0	71,7	78,1	-6,4
$G=92 \text{ кН}$	3	10,4	2,21	39,8	43,4	-3,6
	5	18,6	4,0	72,6	79,2	-6,6
	6	23,8	5,25	95,4	104	-8,6
$\bar{\varphi}_3=0,04^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	7,1	0,95	21,7	24,5	-2,8
	7	10,0	1,34	30,6	34,5	-3,9
	9	12,9	1,74	39,7	44,8	-5,1
$\bar{\varphi}_3=0,14^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	17,4	3,31	54,4	58,4	-4,0
	7	28,1	5,65	92,8	99,6	-6,8
$\bar{\varphi}_{ш}=0,58^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	11,6	1,85	35,5	39,1	-3,6
	7	16,6	2,68	51,7	56,9	-5,2
	9	22,0	3,64	70,2	77,3	-7,1
$\bar{\varphi}_{ш}=0,30^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	11,2	1,58	34,6	38,3	-4,1
	7	16,1	2,30	50,1	56,2	-6,1
	9	21,2	3,06	67,3	75,5	-8,2
$\bar{\varphi}_p=1,3^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	12,4	2,3	38,2	42,4	-4,2
	7	17,9	3,36	56,1	62,2	-6,1
	9	24,0	4,66	77,5	85,9	-8,4
$\bar{\varphi}_p=0,86^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	11,1	1,7	34,1	36,4	-2,3
	7	15,8	2,44	49,0	52,4	-3,4
	9	20,8	3,30	66,1	70,7	-4,6
$a=0,2$	5	9,9	1,38	30,2	31,8	-1,6
	7	13,9	1,97	43,1	45,4	-2,3
	9	18,2	2,62	57,3	60,3	-3,0
$a=0,3$	5	13,2	2,44	40,7	45,2	-4,5
	7	19,0	3,60	59,9	66,4	-6,5
	9	26,1	5,10	85,1	94,3	-9,2

момента на задней подвеске для ЗИЛ-ММЗ-4505 составляет приблизительно 35 ... 45 кН·м, а для КамАЗ-5511 55 ... 70 кН·м. Таких значений эти моменты для обеих моделей достигают при поперечном уклоне опорной поверхности около 6 ... 7°. При дальнейшем увеличении угла уклona деформации шасси резко возрастают.

В табл. 6 и 7 приведены результаты расчета рассматриваемых моделей несущих систем при изменении исходных параметров. Анализ расчета с использованием приведенных исходных параметров ( $\bar{\varphi}_3 = \bar{\varphi}_{311}$ ) показывает, что наиболее резко на деформацию и нагруженность элементов шасси влияет изменение массы груза и угловой жесткости задней подвески. Так, увеличение массы груза на 30%, что вполне возможно в эксплуатации, приводит к повышению нагрузок и деформаций почти в 1,5...2 раза при тех же углах

7. Результаты расчетов несущей системы автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 при изменении параметров

Параметр	$\xi_3, ^\circ$	$\beta_{ш}, ^\circ$	$\theta_p, ^\circ/\text{м}$	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	$M_3, \text{кН} \cdot \text{м}$	$M_{II}, \text{кН} \cdot \text{м}$
Исходные	3	10,9	1,1	63,5	62,8	0,7
	7	15,5	1,58	91,3	90,2	1,1
	9	20,4	2,12	122,8	121,3	1,5
$G=150 \text{ кН}$	3	9,2	1,16	66,9	66,1	0,8
	5	16,0	2,04	117,9	116,4	1,5
	7	24,2	3,2	185,2	182,9	2,2
$\bar{\varphi}_3=0,01 ^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	6,1	0,49	35,0	37,4	-3,4
	7	8,5	0,69	49,2	52,6	-3,4
	9	10,9	0,89	63,6	68,1	-4,5
	11	13,4	1,1	78,3	83,9	-5,6
$\bar{\varphi}_{II}=0,30 ^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	10,9	1,12	63,5	62,3	1,2
	7	15,5	1,6	91,2	89,5	1,7
	9	20,4	2,16	122,7	120,3	2,3
$\bar{\varphi}_p=0,16 ^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	11,5	1,32	67,2	67,3	-0,1
	7	16,5	1,92	97,8	97,8	0
	9	21,9	2,6	132,7	132,8	-0,1
$\bar{\varphi}_p=0,13 ^\circ/(\text{кН} \cdot \text{м})$	5	10,3	0,9	60,0	58,5	1,5
	7	14,6	1,28	85,9	83,7	2,2
	9	19,1	1,69	114,1	111,1	3,0
$a=0,38$	5	10,1	0,92	58,9	57,6	1,3
	7	14,4	1,32	84,6	82,9	1,7
	9	18,8	1,75	112,2	109,8	2,3
$a=0,53$	5	13,2	1,59	77,6	78,0	-0,4
	7	19,1	2,34	114,6	114,6	-0,6
	9	26,3	3,34	163,2	164,1	-0,9

уклона  $\xi_3$ . С учетом снижения угловой жесткости задней подвески это увеличение будет еще больше. Снижение нагруженности и деформируемости элементов несущей системы при разгрузке при увеличении угловой жесткости рамы, например в результате установки надрамника, неэффективно. Более целесообразно добиваться этого уменьшением заднего свеса и увеличением жесткости узла поворотной оси платформы на раме. Это полностью подтверждается результатами испытаний опытной конструкции автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 без надрамника [2].

Жесткость передней подвески практически не оказывает влияния на нагруженность элементов несущей системы автомобиля-самосвала при разгрузке. Поэтому в уточненных расчетных моделях узел передней подвески можно учитывать упрощенно, используя обобщенные жесткостные параметры. Такой подход возможен и для расчета передней части рамы вплоть до сечений, соответствующих заднему мосту.

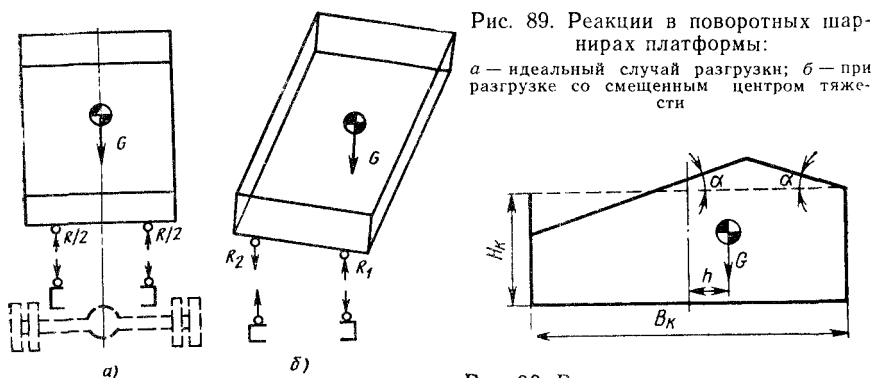


Рис. 89. Реакции в поворотных шарнирах платформы:

а — идеальный случай разгрузки; б — при разгрузке со смещенным центром тяжести

Рис. 90. Вариант загрузки платформы

При анализе деформируемости несущих систем автомобилей ЗИЛ-ММЗ-4505 и КамАЗ-5511 не учитывалась угловая податливость платформы. Для жестких на кручение платформ большинства автомобилей в этом нет необходимости. Более существенное влияние на нагруженность несущей системы может оказать податливость узлов соединения платформы с рамой и элементов самой рамы и платформы в месте крепления, особенно когда одно из реактивных усилий на опорах (рис. 89, а) меняет свой знак (рис. 89, б). Смена знака реактивного усилия на опоре резко меняет характер деформаций узлов соединения кузова с рамой. Вместо усилий прижимающих они становятся отрывающими. Учесть податливость узлов соединения кузова с рамой можно только экспериментально.

На боковую устойчивость самосвала оказывают влияние кроме бокового уклона опорной площадки, многие другие факторы, вызывающие действие поперечных моментов. Боковые усилия могут быть вызваны, например, ветровой нагрузкой

$$P_v = k_y F v^2,$$

где  $k_y$  — коэффициент сопротивления воздуха;  $F$  — площадь парусности кузова;  $v$  — скорость ветра. Принимая  $F = 2,5 \text{ м}^2$ ,  $k_y = 0,07 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ , получим: чтобы поперечный момент был равен моменту при разгрузке на площадке с боковым уклоном  $\xi = 5^\circ$  скорость ветра должна составлять  $v = 47 \text{ м/с}$ . Поэтому даже при сильном боковом ветре его воздействие не может стать основной причиной потери боковой устойчивости. Однако ветровая нагрузка, естественно, может способствовать этому явлению.

Более существенно на боковую устойчивость влияет неравномерность распределения груза на платформе. Так, по действию смещение центра тяжести при неравномерном распределении груза на платформе с естественным углом откоса  $\alpha = 45^\circ$  (рис. 90), по сравнению с равномерным его распределением, когда верхняя граница груза соответствует полной высоте борта  $H_k$  при отношении  $B_k/H_k = 4$  и  $B_k = H_G$ , эквивалентно боковому уклону опорной пло-

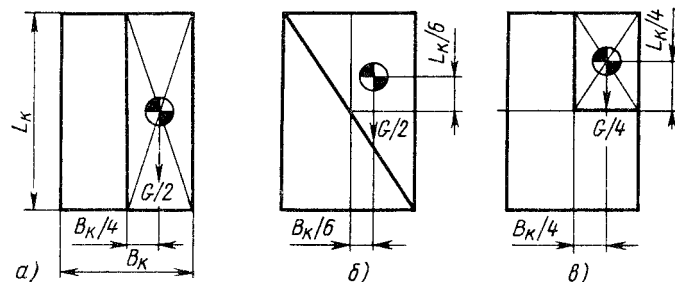


Рис. 91. Схемы загрузки платформы со смещенным центром тяжести

щадки  $\xi=9,5^\circ$ . Если к тому же груз неравномерно распределен и по длине кузова, причем центр тяжести смещен к переднему борту, то боковая устойчивость самосвала будет еще меньше.

Рассмотренные факторы, влияющие на появление поперечных моментов, имеют одно общее свойство — они действуют с самого начала процесса разгрузки. Учитывая продолжительность этого процесса, можно считать возникающие нагрузки статическими. Исключение составляют боковая нагрузка от порыва ветра и нагрузки, связанные с неполной разгрузкой. Наиболее неблагоприятным является случай разгрузки только одной продольной половины платформы (рис. 91, а). Статический поперечный момент при условии  $B_k = H_G$  и при начальном равномерном распределении груза будет эквивалентен моменту, возникающему при разгрузке на площадке с уклоном  $\xi=7^\circ$ . В других случаях частичной разгрузки эквивалентный угол будет меньше: для случаев, соответствующих показанному на рис. 91, б,  $\xi=5^\circ$ . С учетом динамического воздействия возникающих при этом поперечных усилий, а также начального неравномерного распределения груза эквивалентный угол будет еще больше. Таким образом, явление неполной разгрузки может существенно влиять на боковую устойчивость самосвала. Нельзя не учитывать также влияния большого числа повторения поперечных нагрузок на снижение предела боковой устойчивости самосвалов.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ НЕСУЩИХ СИСТЕМ

Как уже отмечалось, эффективное использование расчетных методов при проектировании и доводке конструкций элементов несущих систем в значительной мере определяется достоверностью оценки действующих на них нагрузок. Расчетное определение этих нагрузок затруднено из-за отсутствия динамических моделей несущих систем, достаточно полно учитывающих все особенности конструкций. Практически единственным методом оценки нагрузок, действующих на элементы несущей системы, является их непосредственное экспериментальное измерение с использованием специаль-

ных тензометрических устройств. Сложность экспериментальной оценки нагрузок, действующих на элементы несущей системы, заключается в способе их замера. Традиционные способы использования тензометрических болтов, валов и кронштейнов оказываются малоприменимыми. Более эффективно использовать в качестве тензометрических устройств сами стержневые элементы рамы и платформы с установленными непосредственно на них датчиками. В настоящее время наиболее распространены методики тензометрических исследований, направленные на замер деформаций в отдельных точках системы, однако более перспективна методика, при которой датчики устанавливаются так, чтобы на основе полученных замеров было возможно решение системы линейных уравнений вида

$$[D]\{P\} = \{\sigma\}. \quad (38)$$

Этими уравнениями определяется связь между вектором усилий  $\{P\}$ , действующим на всю конструкцию, узел, стержень или отдельное сечение, и вектором напряжений в отдельных точках  $\{\sigma\}$  посредством матрицы коэффициентов  $[D]$ , которые могут быть получены на основе расчетных моделей всей конструкции или отдельного стержня.

По замеренным значениям напряжений неизвестные усилия определяют путем решения системы линейных уравнений (38). Форма записи вектора усилий и матрицы коэффициентов зависит от того, на каком уровне определяются усилия: для отдельных сечений или для всего стержня.

Прочность стержневых тонкостенных элементов несущих систем автомобиля в основном определяется продольными нормальными напряжениями

$$\sigma = N/F + M_x y/I_x + M_y x/I_y + B\omega/I_\omega, \quad (39)$$

где  $N$ ,  $M_x$ ,  $M_y$  и  $B$  — внутренние силовые факторы в сечении: соответственно продольная сила, изгибающие моменты в двух главных плоскостях и бимомент, обусловленный стесненным кручением стержня;  $x$ ,  $y$  и  $\omega$  — соответственно координаты и секториальная площадь для точки определения напряжений относительно главных центральных и секториальных координат;  $F$ ,  $I_x$ ,  $I_y$  и  $I_\omega$  — соответственно площадь и осевые и секториальный моменты инерции площади сечения.

Формула (39) и определяет запись векторов усилий для отдельного сечения стержня и каждой  $i$ -й строки  $[D_{i,сеч}]$  матрицы  $[D]$ , соответствующей  $i$ -му датчику:

$$\begin{aligned} \{P_{сеч}\} &= \{N \ M_x \ M_y \ B\}; \\ [D_{i,сеч}] &= [1/F \ y_i/I_x \ x_i/I_y \ \omega_i/I_\omega]. \end{aligned}$$

При оценке усилий в стержнях достаточно определить продольную силу,  $N$ , а также изгибающие моменты и бимомент в начальном  $M_{xн}$ ,  $M_{yн}$ ,  $B_n$  и конечном  $M_{xк}$ ,  $M_{yк}$ ,  $B_k$  сечениях. Тогда вектор усилий для отдельного стержня  $\{P_{ст}\} = \{N \ M_{xн} \ M_{yн} \ B_n \ M_{xк} \ M_{yк} \ B_k\}$ . Каждую строку  $[D_{i,ст}]$  матрицы  $[D]$  в этом случае также легко за-

писать, учитывая большую тонкостенность стержней несущих систем и принимая линейное изменение бимоментов по их длине:

$$[D_{i,ст}] = [1/F a_i y_i / I_x a_i x_i / I_y a_i \omega_i / I_\omega b_i y_i / I_x b_i x_i / I_y b_i \omega_i / I_\omega],$$

где  $b_i = z_i / l$  ( $l$  — длина стержня);  $a_i = 1 - b_i$ ;  $z_i$  — координата  $i$ -го датчика вдоль оси стержня, отсчитываемая от начального сечения.

Таким образом, используя предлагаемые зависимости, можно оценить нагруженность элементов несущих систем по результатам тензометрических исследований.

Эффективность оценки усилий в большой мере определяется точностью получаемых значений. На точность определения усилия влияют многие факторы. Варьируя выражение (38):

$$([D] + \delta[D])(\{P\} + \delta\{P\}) = \{\sigma\} + \delta\{\sigma\},$$

упрощая и отбрасывая члены высшего порядка малости ( $\delta[D]$  ( $\delta\{P\}$ )), получим

$$\delta\{P\} = [D]^{-1}(\delta\{\sigma\} - \delta[D]\{P\}). \quad (40)$$

Таким образом погрешность  $\delta\{P\}$ , полученная при вычислении усилий, определяется: погрешностями  $\delta\{\sigma\}$  замера напряжений; погрешностями  $\delta[D]$  определения коэффициентов матрицы  $[D]$ ; матрицей  $[D]^{-1}$ , а через нее и матрицей  $[D]$ ; значением вектора  $\{P\}$ .

Причины появления этих погрешностей различны, поэтому различаются и способы их исключения или снижения. Более подробно эти вопросы, а также некоторые вопросы методики проведения тензометрических испытаний несущих систем и обработки получаемых данных с многоуровневой оценкой их достоверности при определении усилий в сечениях стержневых элементов рассмотрены в прил. 4.

Получаемые в результате реализации предлагаемой методики внутренние силовые факторы полезны при анализе нагруженности элементов конструкции, оценке эффективности и разработке расчетных моделей, выборе рациональных конструкций и т. д. Это можно проиллюстрировать примером использования эпюр внутренних силовых факторов вдоль лонжеронов рам автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555 и КамАЗ-5511 для анализа характера нагружения элементов и их несущих систем.

Тензометрические резисторы на раме автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 устанавливали аналогично в 16 сечениях по длине лонжерона. В каждом сечении было по шесть датчиков, расположенных по контуру аналогично расположению сечения 4 (рис. 92). По показаниям датчиков при различных случаях нагружения автомобиля на стенде определяли внутренние силовые факторы, после чего строили эпюры их изменения по длине лонжерона, которые приведены на рис. 92 и 93.

На рис. 92 приведены экспериментальные эпюры изгибающего момента  $M_x$ , поперечной силы  $Q_y$ , изгибающего момента  $M_y$  и бимоментов  $B$  вдоль лонжерона правого 1 и левого 2 (только в его сред-

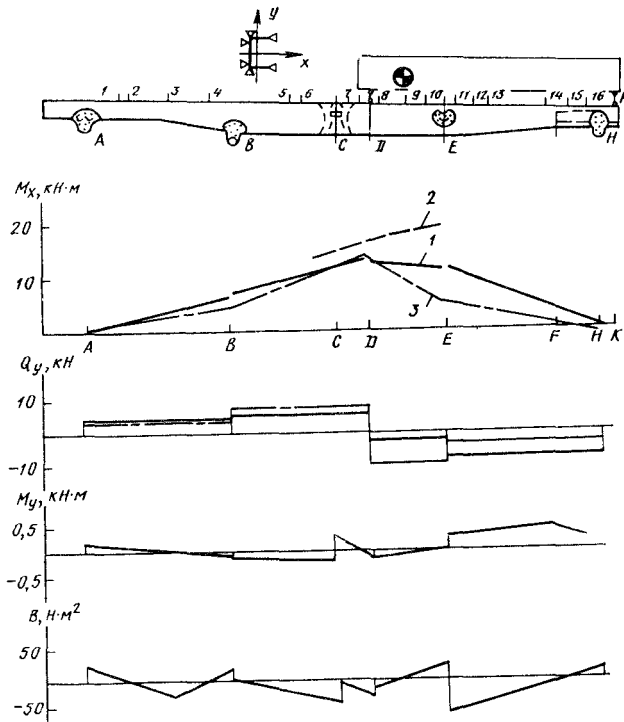


Рис. 92. Расположение датчиков на раме и эпюры внутренних силовых факторов вдоль лонжерона автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 от груза в платформе: 1 — экспериментальные в правом лонжероне; 2 — экспериментальные в левом лонжероне; 3 — расчетные

ней части) лонжеронов. Эпюры получены от полезной нагрузки в платформе  $G=40$  Н. Груз располагался симметрично относительно продольной оси платформы. Кроме экспериментальной, приведена расчетная эпюра  $M_x$ . Расчетные значения получены в предположении опирания кузова на лонжерон в двух точках (сечения  $D$  и  $K$ ). Из сравнения расчетных и экспериментальных эпюр  $M_x$  заметно значительное их расхождение в зоне платформы, т. е. передача усилий с платформы на раму приводит к погрешности в определении напряжений в отдельных сечениях (например  $E$ ) более чем в 2 раза. Для оценки напряжений от отдельных внутренних силовых факторов на графиках нанесена дополнительная сетка линий равных напряжений для точек свободной кромки нижней полки лонжерона. Заметно несимметричное нагружение лонжеронов (эпюры 1 и 2) за счет несимметричной передачи усилий с платформы на раму. Кроме того, даже при нагружении автомобиля симметричной вертикальной нагрузкой в сечениях рамы наряду с вертикальными изгибающими моментами возникают изгибающие моменты в горизонтальной плоскости и бимоменты, напряжения

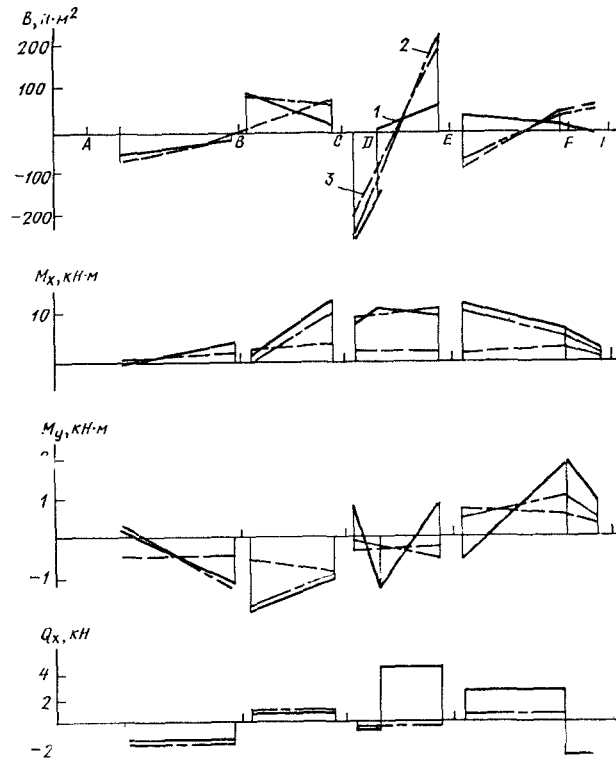


Рис. 93. Эпюры внутренних силовых факторов вдоль лонжерона рамы при перекосе автомобиля ЗИЛ-ММЗ-555 на стенде:

1 — снаряженный автомобиль; 2 — снаряженный автомобиль с отпущенными болтами крепления надрамника к раме; 3 — закручивание отдельной рамы

от которых в отдельных сечениях соизмеримы с напряжениями изгиба в вертикальной плоскости.

На рис. 93 показаны эпюры изменения внутренних силовых факторов вдоль левого лонжерона рамы при кососимметричном нагружении. Эпюры 1 и 2 получены при перекосе на стенде путем подъема на одинаковую высоту (185 мм) переднего и заднего расположенных диагонально колес соответственно полностью снаряженного автомобиля и того же автомобиля, но с ослабленными (на два оборота) болтами крепления надрамника к раме. В этом случае практически устранены только боковые связи между рамой и платформой. Эпюры 3 получены при закручивании отдельной рамы поперечными моментами в зоне первой и последней поперечин. Для удобства сравнения эпюры 3 даны для того же относительного угла закручивания рамы, что и при перекосе снаряженного автомобиля  $\theta = 1,25^\circ/\text{м}$ . При перекосе автомобиля с ослабленными болтами крепления надрамника относительный угол закручивания рамы  $\theta = 1,41^\circ/\text{м}$ .

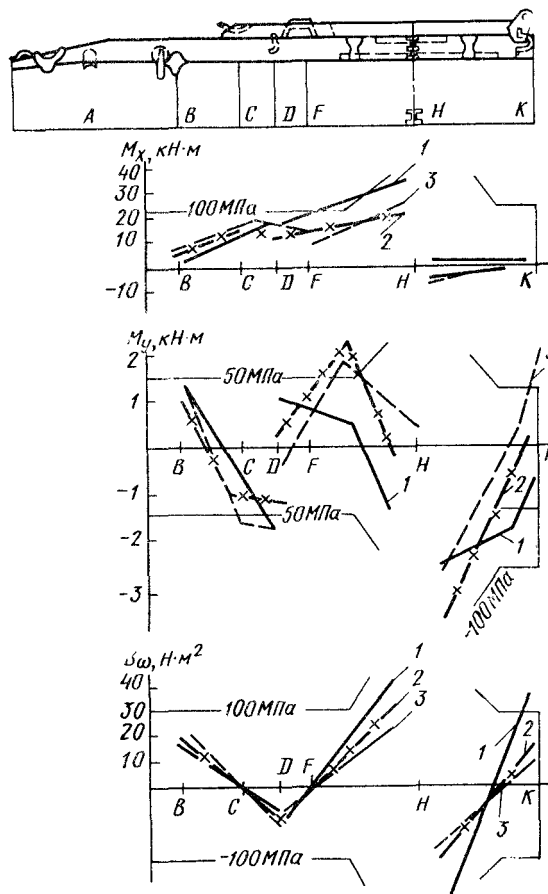


Рис. 94. Эпюры внутренних силовых факторов вдоль лонжерона рамы автомобиля КамАЗ-5511 при перекосе на стенде:  
 1 — шасси без надрамника;  
 2 — шасси с надрамником;  
 3 — снаряженный автомобиль

Следует отметить, что тензометрические исследования отдельно рамы и автомобиля проводились на одной и той же раме и практически с теми же датчиками: после проведения исследований отдельной рамы на ней был собран автомобиль и исследования продолжены, при этом было переклеено только несколько датчиков, поврежденных при сборке.

Сравнение эпюр показывает, что условия нагружения участков лонжерона, а следовательно, и рамы при перекосе снаряженного автомобиля 1 отличаются от условий их нагружения при перекосе автомобиля с ослабленными болтами крепления надрамника 2 и при закручивании отдельной рамы 3. Сопоставляя эпюры 2 и 3, нетрудно оценить характер и даже значения нагрузок, передаваемых на раму с других агрегатов. Так, например, непосредственно по эпюре  $Q_x$  можно оценить значения боковой реакции между рамой и платформой в опоре D, а учитывая поперечные силы в поперечинах, можно оценить и боковые реакции на кронштей-

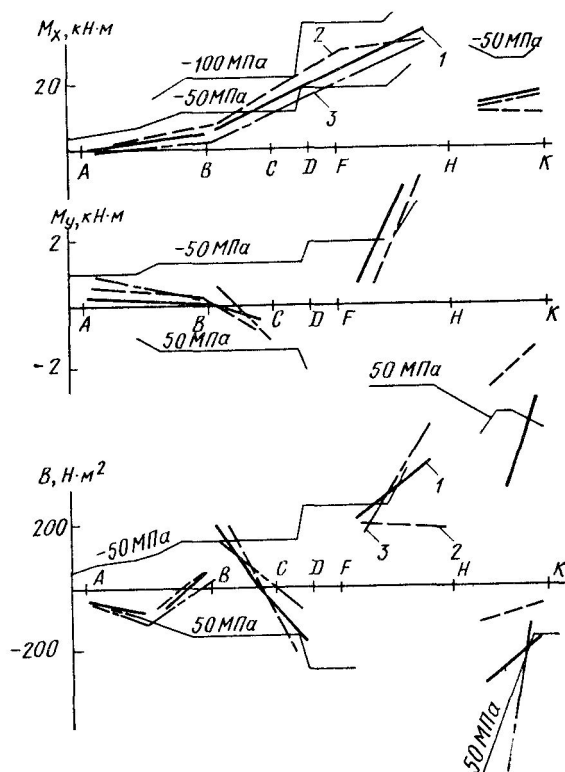


Рис. 95. Эпюры внутренних силовых факторов вдоль лонжерона рамы автомобиля КамАЗ-5511: 1 — снаряженный автомобиль; 2 — снаряженный автомобиль с полезной нагрузкой 13 т; 3 — снаряженный автомобиль с грузом — кузов приподнят

нах рессор. Анализируя эпюры  $M_y$ , можно оценить и поперечные моменты на кронштейнах рессор.

Аналогичная картина получается и при анализе эпюр изменения внутренних силовых факторов вдоль лонжерона рамы автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 (рис. 94 и 95) при его перекосе на стенде подъемом на одинаковую высоту (250 мм) переднего и заднего расположенных диагонально колес. Здесь еще более ярко проявляются особенности нагружения несущей системы автомобиля-самосвала при его перекосе, приводящие к появлению боковых усилий, по сравнению с автомобилем ЗИЛ-ММЗ-555. Это связано с большей «пространственностью» рамы автомобиля КамАЗ-5511 в результате жесткого крепления к ней оси балансирной подвески и трубы оси поворота платформы, смещение которых относительно плоскости рамы значительно. Такой анализ наряду с анализом нагруженности элементов надрамника показывает, что продольные элементы последнего мало влияют на общие деформации несущей системы и могут быть исключены из конструкции. Такие выводы полностью подтверждают результаты испытаний опытной модели автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 [2]. Исключение лонжеронов надрамника и крестообразного усилите-

ля при одновременном более жестком креплении к раме поперечных элементов установки гидроцилиндра, ловителя платформы и его поворотной оси при существенном снижении металлоемкости приводит даже к снижению нагруженности элементов рамы, что подтверждается эпюрами внутренних силовых факторов вдоль лонжерона рамы автомобиля-самосвала КамАЗ-5511 (рис. 95).

Эпюры наглядно показывают, что нагрузки элементов несущих систем грузовых автомобилей носят ярко выраженный пространственный характер. Так, например, вертикальное перемещение колеса сопровождается не только деформациями рамы в своей плоскости. Соизмеримые напряжения в элементах рамы возникают и от нагрузок, действующих в плоскости рамы.

Доля напряжений от изгиба лонжерона в горизонтальной плоскости увеличивается при динамическом нагружении. Это наглядно видно из графиков (рис. 96) изменения внутренних силовых факторов в одном из сечений лонжерона автомобиля

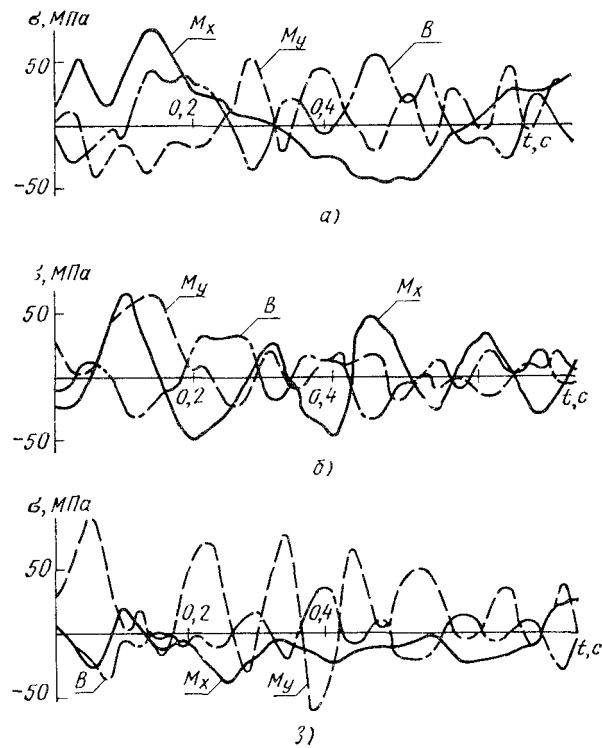


Рис. 96. Компоненты напряжений в сечении лонжерона при движении автомобиля ЗИЛ-ММЗ-554 по «бельгийской мостовой» с различными скоростями:  
 а — в — соответственно  $v=10, 20, 30$  км/ч

ЗИЛ-ММЗ-554 при его движении по «бельгийской мостовой» автополигона с различной скоростью ( $v \approx 20 \dots 40$  км/ч).

Приведенные примеры наглядно показывают, что общепринятое разделение характера нагружения рамы автомобиля-самосвала на кручение и изгиб в зависимости от условий движения автомобиля по плохой дороге с малой скоростью или по сравнительно ровной дороге с большой скоростью не соответствует действительности. Во всех случаях рама находится в условиях сложного, многокомпонентного нагружения, в результате которого лонжероны и поперечины рамы испытывают одновременно деформации, связанные с их изгибом в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также кручением.

Более детальный анализ характера нагружения и значений внешних усилий, действующих на раму при движении автомобиля, затруднен из-за необходимости одновременной записи большого числа параметров процессов. Однако некоторые особенности характера нагружения и взаимодействия отдельных элементов несущих систем можно оценивать и по меньшему числу одновременно записываемых параметров процессов, анализируя не деформации в отдельных точках, а значения внутренних силовых факторов в отдельных сечениях рамы и усилия на отдельных элементах несущей системы, например на рессорах.

В качестве примера на рис. 97, а показаны графики изменения внутренних напряжений от каждого фактора по кромке нижней полки в сечении лонжерона перед второй поперечиной двухосного автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 при переезде через отдельное препятствие, параметры которого показаны на рис. 97, б. Кроме графиков изменения внутренних силовых факторов на рис. 97 приведен также график изменения угла  $\varphi$  перекоса лонжеронов, пропорционального углу закручивания датчика-трубы, установленного между ними. Графики даны для двух скоростей переезда через препятствие (скорость определялась на пути, равном базе автомобиля  $L$  и промежутку времени между началом наезда переднего и заднего колес на препятствие: на графиках эти моменты совмещены). На рис. 97, в приведены графики изменения вертикальных усилий в передних и задних рессорах при переезде через препятствие со скоростью 15 км/ч. Усилия в каждой рессоре определяли по усредненным показаниям четырех тензодатчиков, наклеенных на верхней поверхности коренного листа. На графиках приведены значения кососимметричной 3 и симметричной 4 составляющих вертикальной нагрузки в передней подвеске, а также симметричной составляющей в задней подвеске 5. Кососимметричная составляющая в задней подвеске не показана, так как измеряемые напряжения в рессорах от нее малы и соизмеримы с погрешностями замеров. Симметричные составляющие можно определить как полусумму усилий в левой и правой рессорах, а кососимметричные — как полуразность этих усилий.

Графики изменения внутренних силовых факторов и угла пе-

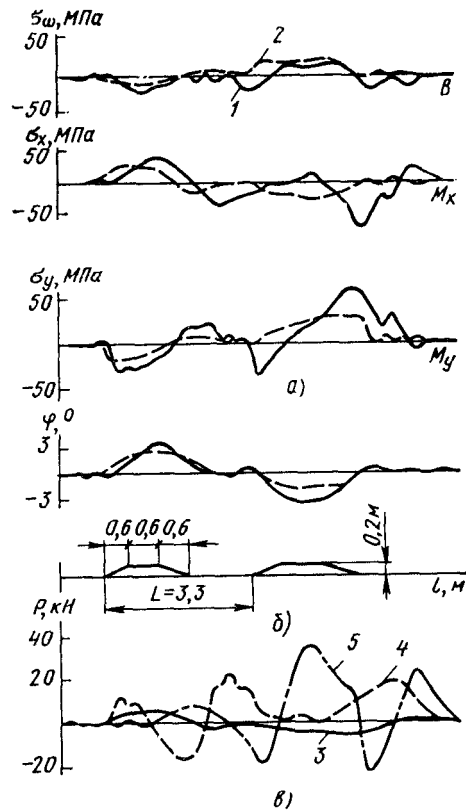


Рис. 97. Характеристики переезда отдельных препятствий автомобилем-самосвалом ЗИЛ-ММЗ-555:

*a* — напряжения от  $B$ ,  $M_x$ ,  $M_y$  в сечении лонжерона; *б* — угол перекоса лонжеронов; *в* — усилия в рессорах; 1 —  $v=15$  км/ч; 2 —  $v=2$  км/ч; 3 и 4 — соответственно симметричная и косинметричная составляющие вертикальной нагрузки в передней подвеске; 5 — симметричная составляющая нагрузки в задней подвеске

перекоса лонжеронов при переезде через препятствие с малой скоростью соответствуют форме препятствия. Значения отдельных факторов и их взаимное соотношение зависят от статического перекоса. Нагрузки пропорциональны перекосу автомобиля. Аналогичная картина наблюдается при переезде через препятствия передним колесом со скоростью 15 км/ч. Однако значения внутренних силовых факторов несколько больше, и наблюдается запаздывание в деформациях рамы. При переезде через препятствие задним колесом на повышенной скорости характер нагружения рамы резко отличается. Для объяснения этого различия может быть использовано сравнение угловых податливостей передних и задних рессор, выражаемых через полуразность вертикальных прогибов левой и правой (соответственно передних или задних) рессор относительно лонжеронов рамы. Например, при перекосе автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-555 на стенде прогибы передних левых и правых рессор составили соответственно 40 и 38 мм, а прогибы соответствующих задних рессор 2 и 2,5 мм. Нетрудно заметить, что угловая податливость задних рессор исследуемого

автомобиля почти в 20 раз меньше угловой податливости передних рессор. Это и определяет различие в характере нагружения несущей системы при переезде через препятствие передним и задним колесом на повышенной скорости.

При статическом нагружении и при переезде через препятствия с малой скоростью общий перекоп автомобиля компенсируется одновременной деформацией шин, рамы и рессор пропорционально их податливости. С повышением скорости начинает сказываться инерционность подрессоренной массы, на что указывает запаздывание в деформациях рамы (рис. 97, *a*) по сравнению с деформациями рессор (рис. 97, *в*). В момент наезда на препятствие общий перекоп из-за инерционности подрессоренных масс и большой угловой жесткости задних рессор может компенсироваться в основном только деформациями задних шин, что, естественно, приводит к значительному увеличению на них реактивных усилий (как радиальных, так и боковых). На это указывает резкое изменение симметричной составляющей усилий в задних рессорах (кривая *б* на рис. 97, *в*) и горизонтального изгибающего момента  $M_y$  (рис. 97, *a*). Далее по мере снижения инерционных моментов характер деформаций приближается к статическому. В момент начала съезда с препятствия из-за инерционности подрессоренных масс наблюдается, как и в первой фазе, резкое увеличение нагрузок.

Аналогичный характер многокомпонентного нагружения элементов несущих систем даже при наиболее простых, на первый взгляд, условиях внешних воздействий обнаруживается и у автомобилей других моделей, а также и полуприцепов.

Таким образом, нагруженность элементов несущей системы автомобиля-самосвала определяется не только характером внешних воздействий, но и жесткостными параметрами этих элементов и условиями их взаимодействия.

## ИСПЫТАНИЯ САМОСВАЛОВ

Создание новых типов и моделей самосвалов, повышение ресурса и модернизация выпускаемых изделий требуют проведения испытаний различных видов.

Испытания опытных образцов, установочных и первых промышленных партий, контрольные периодические испытания серийно выпускаемых самосвалов с целью периодической проверки качества изготовления, эксплуатационные испытания, которые практически в настоящее время непрерывно ведут все заводы автомобильной промышленности, являются тем стержнем, на котором строится вся система совершенствования конструкции, разработки и постановки самосвалов на производство.

В отечественной автомобильной промышленности разработана и стандартизирована по большинству элементов система всесторонних испытаний всех категорий автотранспортных средств (см. прил. 2). Стандарты, нормативы и нормативные документы

на методы и условия проведения различных видов испытаний широко используют при планировании и организации испытаний. Виды, методики, методы испытаний самосвалов в целом те же, что и для базовых моделей, но они должны быть скорректированы с учетом специализации конструкции и специфики условий работы. Например программы, методики испытаний должны включать дополнительно испытания самосвальной установки в целом и ее отдельных систем, узлов и агрегатов в условиях, соответствующих назначению испытуемой модели самосвала.

Наличие самосвальной установки требует при проведении испытаний учета объема и характеристики перевозимого груза, длины ездки с грузом и без груза, режима и времени погрузки-разгрузки и подъема-опускания платформы, угла подъема кузова, рабочего диапазона температуры и давления рабочей жидкости подъемного механизма, расхода топлива на цикл подъем — опускание платформы, удобства пользования механизмом управления. При испытании в условиях низких температур необходимо дополнительно определять температуру и эффективность системы подогрева платформы, характер образования тумана от отработанных газов, выходящих из систем обогрева платформы, и ухудшение обзора с места водителя при движении.

Условия работы самосвалов, как правило, более тяжелые, чем условия работы базовой модели, и прежде всего это связано с дорожными условиями, которые должны учитываться при составлении программ испытаний. Контрольные испытания должны включать и определенный объем работы самосвала в реальных условиях эксплуатации. Для самосвалов, предназначенных для сельского хозяйства, дополнительными являются испытания на уборочных работах и на перевозке минеральных удобрений. Для строительных самосвалов необходимо включать в программу испытания при перевозке реальных строительных грузов по схеме: карьер — строительная площадка; бетонный, растворный или асфальтобетонный узел — строительная площадка или строительство дороги, карьер — завод.

*Эксплуатационные испытания* самосвалов проводят на опорных автотранспортных предприятиях, в экспериментально-производственных автохозяйствах и на базовых автотранспортных предприятиях.

Сбор информации осуществляется на подконтрольных или опытных партиях самосвалов, специально предназначенных и подготовленных для этой цели. Формы первичной документации и схемы сбора эксплуатационной информации, рекомендованные РТМ, должны учитывать структуру и особенности рабочего процесса самосвального парка, позволять с минимальными затратами обеспечивать необходимую достоверность, полноту и непрерывность информации.

В период испытаний необходимо иметь информацию об условиях эксплуатации самосвалов (объем и характеристика гру-

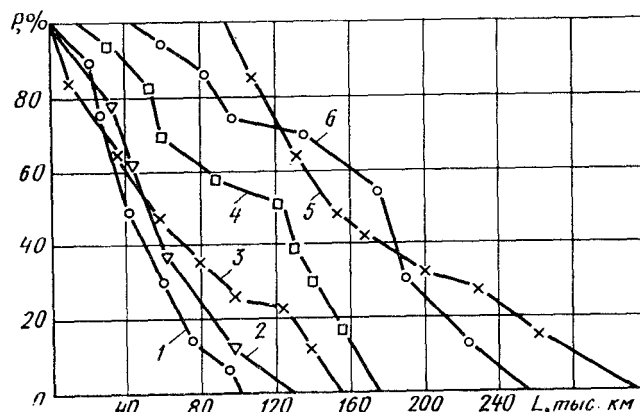


Рис. 98. Кривые убыли (вероятности безотказной работы) элементов гидродъемного оборудования автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555:

1 — уплотнительное кольцо бесшлангового соединения трубы высокого давления с цапфой гидравлического подъемника; 2 — шланг высокого давления; 3 и 4 — уплотнительное кольцо гидроцилиндра; 5 и 6 — гильза гидроцилиндра

за; средства погрузки; условия и режимы разгрузки; время погрузки — разгрузки; длительность движения по дорогам различных видов; расход топлива во время движения и при разгрузке; давление в гидросистеме).

По результатам эксплуатационных испытаний определяют типовые отказы и неисправности, устанавливают возможные причины их возникновения, выявляют детали, лимитирующие надежность, находят параметры и виды законов распределения ресурсов этих деталей, оценивают нормы расхода запасных частей.

Пример обработки данных о долговечности гидродъемного оборудования самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555 приведен на рис. 98. В условиях эксплуатации имеет место значительный разброс средних ресурсов; особенно низкий ресурс имеют уплотнительные кольца и грязесъемники. Надежность гидродъемного оборудования лимитируют детали 20 наименований (восемь резинотехнических изделий).

Средняя длина ездки составила 15...20 км, но это значение может значительно колебаться в зависимости от условий работы самосвала. Например, при транспортировании вскрыши на карьерах оно может составлять 1,5...2 км, при перевозке добычи 2,5...3,5 км. При перевозке керамзита и других легких заполнителей средняя длина ездки может составлять 30 км.

Ниже приведено распределение перевозимых грузов (в %) самосвалами ЗИЛ-ММЗ-555.

Строительные растворы и бетон . . . . .	21...40	Щебень, гравий . . . . .	4...13
Асфальтобетон . . . . .	10...42	Уголь . . . . .	1...3
Песок . . . . .	4...21	Строительный мусор . . . . .	1...6
Глина, грунт . . . . .	1...9	Снег . . . . .	2...6
		Прочие грузы . . . . .	1...7

В реальных условиях эксплуатации при перевозке асфальтобетона, строительного раствора и бетона загрузка самосвалов превышала номинальную грузоподъемность на 15...30%. Средний коэффициент использования грузоподъемности при перевозках грунта составил 1,10. Загрузка автомобилей  $Q$ , обслуживающих конкретный объект строительства, подчиняется нормальному закону распределения (для ЗИЛ-ММЗ-555 при  $Q=5,86$  т  $\sigma_Q=0,8$  т).

При эксплуатационных испытаниях в условиях большого города для работы самосвала характерны следующие режимы движения:

- по улицам с асфальтобетонным покрытием 80...85%;
- по дорогам категории II, III с асфальтобетонным покрытием 5...8%;
- по дорогам категории III с щебеночно-гравийным покрытием 2...3%;
- по грунтовым дорогам, подъездным путям на строительных площадках и в карьерах 5...8%.

При эксплуатации в загородных условиях резко уменьшается движение по дорогам с асфальтобетонными покрытиями и возрастает движение по дорогам категории III с щебеночно-гравийными покрытиями.

В целом эксплуатационные испытания самосвалов показали, что отказы подъемного механизма составляют 6...18% общего числа отказов самосвала. Например, при испытаниях самосвалов семейства МАЗ выявлено 1607 отказов подъемного механизма, что составило 12% общего числа отказов автомобилей. Средняя наработка до отказа подъемного механизма составила 4600 км.

*Длительные контрольные испытания (ДКИ)* самосвалов по сравнению с испытаниями базовой модели дополнительно включают испытания самосвальной установки, при этом корректируется распределение пробега по видам дорог.

При пробеговых испытаниях самосвалов должно быть включено не менее 3000 циклов подъема-опускания платформы, из них не менее 1500 циклов со сбрасыванием груза.

В соответствии с ОСТ 37.001.244—82 при испытаниях должны быть проверены:

- максимальный угол подъема платформы;
- время подъема груженой платформы на максимальный угол;
- время опускания порожней платформы;
- расход топлива на цикл подъем — опускание платформы.

Угол подъема, время подъема и опускания платформы определяют по результатам замеров не менее трех рабочих циклов. За нечетные принимают средние арифметические значения замеренных величин и сравнивают их с параметрами, указанными в технических условиях (погрешность измерений не должна превышать при определении угла подъема платформы  $\pm 1^\circ$ ).

Пробег при ДКИ задают в пределах не менее гарантийного

пробега. По дорогам различных видов при нормальных испытаниях пробег распределяется следующим образом (в % гарантийного пробега):

Дороги с усовершенствованным покрытием:	
общего пользования . . . . .	40
городские . . . . .	10
Дороги с переходным покрытием . . . . .	25
Грунтовые дороги общего пользования в удовлетворительном состоянии	25

При проведении испытаний самосвалов форсированным методом пробег по дорогам (в % гарантийного пробега) распределяется следующим образом

Дороги с усовершенствованным покрытием:	Специальные дороги автополигона:
общего пользования . . . . . 7	булыжная с профилированным мощением . . . . . 3
городские . . . . . 2	«бельгийская мостовая» . . . . . 0,5
с подъемами малой крутизны (б..9%) . . . . . 4	«короткие волны» . . . . . 0,3
Дороги общего пользования с переходным покрытием . . . . . 12	Грунтовые дороги общего пользования . . . . . 8

Дополнительно в период проведения форсированных испытаний самосвалы подвергают двукратной выдержке в коррозионной камере по 6 ч (первый раз после выполнения лабораторных работ и второй раз после выполнения 50% планируемого пробега).

В программы-методики форсированных ресурсных испытаний самосвалов в соответствии с РТМ 37.001.054—78 дополнительно включают испытания самосвальной установки, которые проводят на бункерном комплексе автополигона.

Число циклов разгрузка—погрузка за период испытаний должно быть не менее 8000 на каждые 100 000 км назначенного ресурса, из них 75% циклов допускается выполнять в стационарных условиях с закрепленным в платформе грузом (без сбрасывания груза).

Распределение пробега (в %) по дорогам различных видов при форсированных испытаниях приведено ниже.

Самосвалы	Дорожно-строительные	Карьерные
Дороги с асфальтированным покрытием . . . . .	4,4	2,5
Грунтовая, в удовлетворительном состоянии . . . . .	4,72	6,0
Булыжная ровная . . . . .	0,72	4,4
Подъемы малой крутизны . . . . .	4,0	5,0
Булыжная профилированная . . . . .	3,23	4,0
«Бельгийская мостовая» . . . . .	0,28	0,3
Трек со сменными неровностями . . . . .	0,14	0,15
«Короткие волны» . . . . .	0,11	0,15
Всего . . . . .	20	25

Испытания при низких температурах являются разновидностью длительных испытаний. Самосвалы северных модификаций должны проходить испытания в условиях низких температур по специальным программам-методикам, в естественных низкотемпе-

ратурных (до  $-60^{\circ}\text{C}$ ) природных и дорожных условиях холодной климатической зоны. Для этих условий дополнительные испытания самосвалов включают испытания самосвальной установки и определения эффективности работы системы обогрева кузова. В период испытаний хранение самосвалов — безгаражное, на открытых площадках.

В течение всего периода испытаний при низких температурах должны выявляться и фиксироваться неисправности и отказы самосвальной установки, нарушения в работе гидроподъемного оборудования. Особое внимание следует уделять работоспособности резинотехнических изделий, которые под воздействием низких температур могут изменять свои свойства в результате ороговения, стеклования и хрупких разрушений.

Рабочей программой испытаний автомобилей-самосвалов дополнительно должны быть предусмотрены проверка и определение:

- времени подъема с грузом и опускания без груза платформы;
- отсутствия рывков при подъеме и опускании;
- температуры масла в гидросистеме самосвальной установки;
- эффективности системы подогрева кузова;
- отсутствия зависания и примерзания груза;
- расхода топлива на цикл подъем — опускание платформы;
- удобства управления подъемным механизмом, открывания и закрывания бортов;

характера образования тумана от отработавших газов двигателя, выходящих из системы обогрева кузова, в результате чего может ухудшаться обзорность с места водителя.

Общий пробег самосвала на испытаниях в условиях низких температур окружающего воздуха назначается рабочей программой в зависимости от вида испытаний и должен составлять не менее 15 тыс. км. Не менее 50% общего пробега должны быть выполнены в карьерных условиях.

*Испытания отдельных элементов самосвала* проводят на разных стадиях. Одним из основных элементов самосвальной установки является гидроцилиндр, который подвергается различным видам испытаний как в составе самосвалов, для которых они предназначены, так и на специальных стендах.

Гидроцилиндры массового и серийного производства должны подвергаться производственному контролю, при котором проверяют наружную герметичность, прочность, функционирование, а при предварительных приемных и периодических испытаниях определяют дополнительно показатели надежности и массу.

Перед испытаниями проводят внешний осмотр гидроцилиндров и проверяют соответствие его деталей и узлов конструкторской документации. Качество материалов, комплектующих изделий должно быть подтверждено клеймами, сертификатами или протоколами испытаний. Соответствие деталей и узлов гидроцилиндров конструкторской документации должно быть подтверждено картами измерений. При испытаниях должны быть

использованы рабочие жидкости, указанные в конструкторской документации.

Испытания герметичности проводят созданием избыточного давления внутри гидроцилиндра, выдержкой под этим давлением с последующей оценкой утечки рабочего вещества. В отдельных случаях конструктором может задаваться значение недопустимого падения давления в гидроцилиндре в течение определенного времени.

Для испытаний гидроцилиндров может быть использован стенд, показанный на рис. 99.

Стенд имеет нагружающее устройство 4, которое шарнирно (шарниры 5) закреплено на стойках 11, установленных на универсальной фундаментной плите 12. На выступающем конце шарнира 5 одной из стоек 11 жестко закреплен двуплечий рычаг 6, взаимодействующий с роликом 8. Ролик имеет возможность вращения на секторе 9, ось вращения 13 которого закреплена на этой стойке и служит одновременно осью вращения рычага 10, качающегося в пределах сектора и взаимодействующего с распределителем 14, соединенным магистралью 15 с испытуемым гидроцилиндром 19. Гидроцилиндр цапфами 20 установлен на подпружинном основании 16, которое связано с плитой 12 верхними 18 и нижними 17 пружинами. Головка 3 гидроцилиндра крепится с помощью опорного элемента 2 к нагружаемому устройству 4, свободный конец которого несет прикрепленный к нему груз 1.

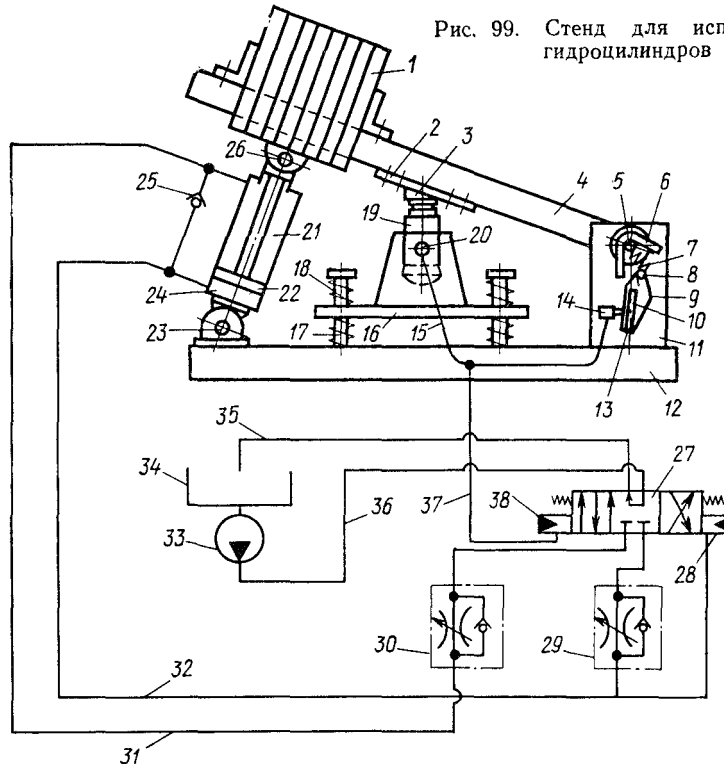
Для перемещения сектора 9 из положения неустойчивого равновесия в крайнее фиксированное положение он связан с шарниром 5 пружиной сжатия 7.

К нагружаемому устройству и к плите 12 шарнирами 23 и 26 крепится разгрузочный поршневой гидроцилиндр двустороннего действия, поршневая и штоковая полости которого соединены между собой через обратный клапан 25 с возможностью перепуска жидкости через дроссели 29 и 30, которые соединены с гидроуправляемым распределителем 27 магистралями 31 и 32. Управляющая полость 28 распределителя 27 соединена магистралью 32 с поршневой полостью 24, а управляющая полость 38 через магистраль 37 соединена с магистралью 15 испытуемого гидроцилиндра 19.

Гидроцилиндр снабжен автономной системой подпитки, которая включает подкачивающий насос 33, соединенный подводящей магистралью 36 с гидрораспределителем 27 и сливной магистралью 35 с гидробаком 34.

При проведении испытаний гидроцилиндр устанавливается на стенде в положение, аналогичное его положению на самосвале. В испытуемый гидроцилиндр подается рабочая жидкость под давлением — происходит подъем груза. Давление в управляющей полости 38, соединенной с гидроцилиндром 19, переключает распределитель 27 и соединяет посредством дросселей 29 и 30, снабженных клапанами, поршневую полость 24 разгрузочного гидро-

Рис. 99. Стенд для испытания гидроцилиндров



цилиндра 22 с подкачивающим насосом 33, а штоковую полость 21 — со сливом в гидробак 34. Подъем телескопическим гидроцилиндром сопровождается резким изменением скорости в момент начала выдвигения следующего звена. При этом вступает в работу обратный клапан 25, перепуская рабочую жидкость из штоковой 21 в поршневую 24 полость разгрузочного гидроцилиндра 22. Этим достигается возможность применения подкачивающего насоса, подача которого минимальна.

При подходе нагружающего устройства 4 к крайнему положению двуплечий рычаг 6 переключает распределитель 14 посредством сектора 9 на опускание. Происходит слив рабочей жидкости из гидроцилиндра 19 и снижение давления в полости 38.

Повышающееся при этом давление в поршневой полости 24 разгрузочного гидроцилиндра 22 закрывает обратный клапан 25 и переключает гидроуправляемый распределитель 27 (благодаря наличию давления в его управляющей полости 28) таким образом, что поршневая полость 24 соединяется с гидробаком 34, а штоковая полость 21 — с подкачивающим насосом 33. Нагружающее устройство опускается. Дроссели 29 и 30 регулируются на давление, необходимое для нормальной работы разгрузочного гидроцилиндра 22 на сливе из его полостей 24 и 21. Заполнение

полостей 24 и 21 происходит беспрепятственно через обратные клапаны, принадлежащие дросселям 29 и 30.

Стенд позволяет проводить как доводочные предварительные, приемочные, периодические, так и исследовательские испытания.

Перед началом испытаний гидроцилиндры должны быть испытаны на прочность при полностью выдвинутых звеньях под давлением не менее 1,5 номинального. Выдержка гидроцилиндров под давлением при приемочных и периодических испытаниях — не менее 3 мин.

Число циклов в течение испытаний регистрируется счетчиками. Значения нагрузок, при которых проводятся испытания гидроцилиндров, должны быть не менее указанных в конструкторской документации. Для проведения испытаний по определению показателей надежности гидроцилиндр должен быть установлен на испытательном стенде относительно центра тяжести внешней нагрузки в положении, аналогичном его установке на самосвале, а для самосвалов с разгрузкой на три стороны — в положении, соответствующем разгрузке назад.

В течение предварительных, приемочных и периодических испытаний показатели герметичности определяются на этапе стендовых испытаний через 50 циклов после начала испытаний, в конце испытаний, а также через каждые 2000 циклов. Норма выноса рабочей жидкости на поверхности плунжеров устанавливается в конструкторской документации или в программе испытаний.

Для испытания гидроцилиндра подъемного механизма автомобилей семейств МАЗ и ЗИЛ на плавность хода, правильность движения секций и на герметичность используют стенды модели С416-392.

Конструктивно стенд (рис. 100) представляет собой стойку 5, сваренную из швеллеров, в верхней части которой расположен рабочий гидроцилиндр 2. В нижней части стойки находится рама с тележкой 11 для установки испытуемого гидроцилиндра 4. Испытуемый 4 и рабочий 2 гидроцилиндры соединяются между собой кареткой 3, которая движется в направляющих, приваренных к стойкам. Стойка со всеми механизмами крепится к раме 9. На раме расположены привод с насосом низкого давления 10 и привод с насосом высокого давления 7. На стойке 5 расположены масляный бак 6 и пускорегулирующая аппаратура. Вся конструкция устанавливается на фундаменте и крепится к нему болтами.

При включении насоса низкого давления масло через золотник с электрогидравлическим управлением попадает в испытуемый цилиндр или в рабочий гидроцилиндр, в результате чего испытуемый гидроцилиндр выдвигается или задвигается; происходит испытание гидроцилиндра на работоспособность.

При испытании на герметичность испытуемый гидроцилиндр устанавливают в крайнем верхнем положении, включают насос высокого давления и по манометру ведут наблюдение. Предохранительный клапан должен быть отрегулирован на давление, соответствующее типу испытуемого гидроцилиндра (для автомобилей

семейства ЗИЛ 13 МПа, МАЗ 15 МПа).

Чтобы испытать гидроцилиндр 4 подъемного механизма, его устанавливают в гнездо тележки 11 и подключают к нему шланг. Затем устанавливают тележку 11 с гидроцилиндром 4 под рабочий гидроцилиндр 2 и фиксируют ее; соединяют головку испытуемого гидроцилиндра с кареткой 3 рабочего гидроцилиндра; устанавливают переключатель на шкафу 1 управления в положение, соответствующее автоматическому режиму, а другой переключатель — в положение, соответствующее типу испытуемого цилиндра (ЗИЛ или МАЗ), и включают насос 10 низкого давления. При нажатии на кнопку на шкафу управления испытуемый цилиндр переводится в верхнее положение, после чего переключатель ставят в положение автоматического режима.

Дальнейший процесс испытания происходит автоматически в течение 3 мин. Затем оставляют испытуемый цилиндр в крайнем верхнем положении установкой переключателя в положение, соответствующее автоматическому режиму. Включают насосную установку высокого давления и регулируют предохранительный клапан 8 на давление, соответствующее типу испытуемого цилиндра. Проверяют герметичность цилиндра внешним осмотром и по показаниям манометра. Подтекание рабочей жидкости не допускается.

Для испытания гидроцилиндра подъемного механизма на плавность перемещения плунжеров, на герметичность цилиндра и работу цилиндра под нагрузкой используют стенд С416-726. На сварной станине стенда (рис. 101) расположены пневматический механизм 6 зажима для закрепления нижней головки испытуемого гидроцилиндра, передвижная каретка 2 с пневматическим зажимом для закрепления верхних головок испытуемого и рабочего гидроцилиндров и для их передвижения по направляющим, а также для фиксации испытуемого гидроцилиндра при проверке его под высоким давлением, пневматические упоры 1 для фиксации каретки 2, механизм 14 крепления нижней головки рабочего

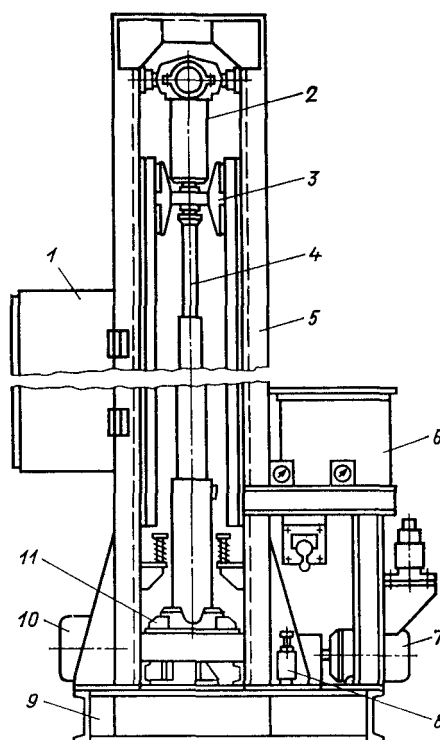


Рис. 100. Стенд для испытания гидроцилиндра (модель С416-392)

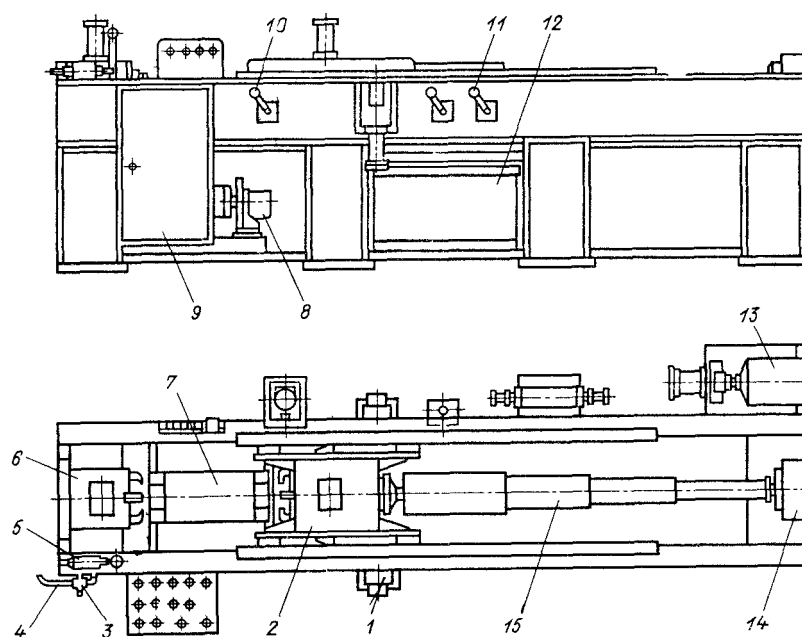


Рис. 101. Стенд для испытания подъемного механизма (модель С416-726)

гидроцилиндра, рабочий гидроцилиндр 15, предназначенный для раздвижения и сжатия испытуемого цилиндра, привод насоса 8 низкого давления для быстрого заполнения цилиндров маслом при испытании на плавность хода, привод насоса 13 высокого давления при испытании механизма на герметичность, масляный бак 12, подставка 7 для установки испытуемого гидроцилиндра, электрошкаф 9 с пультом управления, приборный щит 16, гидроаппаратура и пневмоаппаратура, реверсивный золотник 5 с ручным управлением.

Чтобы испытать гидроцилиндр, предварительно ввертывают в крышку его крепления штуцер, затем устанавливают его на подставку, поворачивают ручку 10 крана вправо и зажимают нижнюю головку в механизме 6 зажима.

Соединяют испытуемый гидроцилиндр гибким шлангом 4 с гидросистемой стенда и включают кнопки «Пуск», «Низкое давление» и «Пуск», «Цилиндр рабочий». После этого каретка с испытуемым гидроцилиндром передвинется влево до упора. Затем нажимают на кнопку «Стоп» (цилиндров), поворачивают ручку 11 крана управления вправо и зажимают верхнюю головку испытуемого гидроцилиндра в каретке 2.

Для проверки плавности хода испытуемого гидроцилиндра включают привод низкого давления. При этом масло от насосов 13 (рис. 102) проходит через напорный золотник 15 и далее

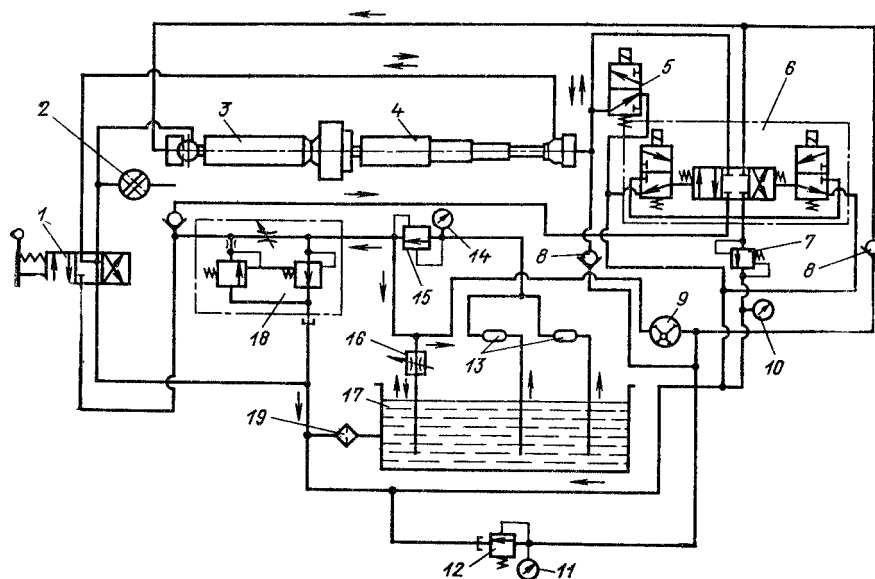


Рис. 102. Гидравлическая схема стенда С416-726

через дроссель с регулятором и предохранительным клапаном 18, регулирующим расход масла и, следовательно, скорость перемещения плунжеров, отводится к золотнику 1 с ручным управлением и через обратный клапан 20 к реверсивному клапану 6 с электрогидравлическим управлением. В зависимости от того, какой из магнитов золотника включен, масло через золотник проходит в надпоршневую полость рабочего 4 или в надпоршневую полость испытуемого 3 гидроцилиндра — испытуемый гидроцилиндр сдвигается или раздвигается. Масло из гидроцилиндров через клапан 6, напорный клапан 7 и фильтр 19 стекает в масляный бак 17. Напорный клапан 7 создает противодействие в надпоршневой полости гидроцилиндров. При сжатии рабочего гидроцилиндра на одну секцию масло через клапан 1 с ручным управлением проходит в подпоршневую полость рабочего гидроцилиндра. Слив масла в бак из надпоршневой полости рабочего гидроцилиндра осуществляется при помощи золотника 5.

Чтобы проверить герметичность цилиндра, включают привод высокого давления: масло от насоса 9 через обратные клапаны 8 поступает в цилиндры. Необходимое давление (15 МПа) регулируют предохранительным клапаном 12 и контролируют по манометру 11. Утечку масла через перепускные клапаны и манжеты испытуемого цилиндра контролируют по количеству масла, вытекающего из крана 2. Масло от насосов 13 проходит на слив через золотник 15 и дроссель 16, который создает подпор во всасывающей полости насоса 9 высокого давления.

ПРИЛОЖЕНИЯ

**1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
АВТОМОБИЛЕЙ-САМОСВАЛОВ**

Модель строительного автомобиля-само-свала	ЗИЛ-ММЗ-555	ЗИЛ-ММЗ-4502	ЗИЛ-ММЗ-45021
Грузоподъемность, кг . . . . .	5250	5800	5800
Снаряженная масса, кг . . . . .	4570	4800	4630
Масса прицепа, кг . . . . .	—	—	—
Число сторон разгрузки . . . . .	1	1	1
Углы наклона платформы, . . . . .	55	50	50
Время подъема, платформы, с . . . . .	15	15	15
Объем платформы (без надставных бортов), м <sup>3</sup> . . . . .	3	3,8	3,8
Внутренние размеры платформы, мм:			
длина	2593	2600	2600
ширина	2210	2300	2300
высота	650	635	635
Габаритные размеры автомобиля, мм:			
длина	5475	5490	5480
ширина	2420	2500	2500
высота (без груза)	2500	2510	2510
Погрузочная высота (без груза), мм . .	1250	1430	1430
Мощность двигателя, кВт . . . . .	110	110	81
Наибольшая скорость, км/ч . . . . .	90	90	80
Максимальное давление масла в гидроприводе подъемного механизма, МПа	14	14	14

\* С бортами.

Модель сельскохозяйственно-го автомобиля-самосвала	ЗИЛ-ММЗ-554М	ГАЗ-САЗ-53Б	ГАЗ-САЗ-3507
Грузоподъемность, кг . . . . .	5500	3550	4200
Снаряженная масса, кг . . . . .	5185	3700	3640
Масса прицепа, кг . . . . .	8000	—	—
Число сторон разгрузки . . . . .	3	3	3
Углы наклона платформы, ° . . . . .	50	50	50
Время подъема платформы, с . . . . .	15	20	15
Объем платформы (без съемных надставных бортов), м <sup>3</sup> . . . . .	6; 7 *; 12,5 **	5; 9 *	5; 10 *
Внутренние размеры платформы, мм:			
длина . . . . .	3350	3516	3516
ширина . . . . .	2300	2280	2280
высота . . . . .	777	620	620
Габаритные размеры автомобиля, мм:			
длина . . . . .	6185	6195	6170
ширина . . . . .	2500	2475	2500
высота . . . . .	2585	2730	3086
Погрузочная высота, мм . . . . .	1395	1360	1350
Мощность двигателя, кВт . . . . .	110	84,6	88,5
Наибольшая скорость, км/ч . . . . .	90	80	80
Максимальное давление масла в гидросистеме, МПа . . . . .	9	9,8	9,8

\* С комплектом низких надставных бортов.  
\*\* С комплектом высоких надставных бортов.

ЗИЛ-ММЗ-	ЗИЛ-ММЗ	ҚамАЗ-5511	МАЗ-5549	МАЗ-5551	ҚрАЗ-256Б1
4505	45054				
6000	5000	10 000	8000	8500	12 000
4905	5775	9000	7225	7580	10 850
8000	8000	—	—	10 000	—
1	1	1	1	1	1
50	50	60	55	50	60
15	15	19	15	15	20
3,8	3,8	7,2	5,1	5,5	6
2990	2990	4805	3285	3860	4445
2270	2270	2310	2285	2276	2230
580	580	816	670	630	700
6185	6185	7140	5785	6000	8110
2500	2500	2500	2500	2500	2575
2525	2585	2700	2785	2950	2835
1330	1460	2100 *	2460 *	1470	
110	88	154,4	132	132	176
90	90	80	75	83	68
14	16	20	18	18	5

ГАЗ-САЗ-3502	ГАЗ-САЗ-4509	КАЗ-4540	Урал-5557	ҚамАЗ-55102
3280	4000	5500	7000	7000
3950	4570	6610	8935	8480
—	7000	9000	11 500	11 500
1	3	2	2	3
50	50	50	50	50
15	15	15	15	18
3,78; 6,7*	6; 10 *	7; 14 *	8,8; 17,5 *	7,9; 10,12 *; 15,8 **
2860	3510	4400	4500	5335
2260	2250	2320	2284	2320
745	760	680	850	635
5810	6427	6810	7693	7570
2470	2493	2490	2500	2500
2410	2672	2925	3555	2830
1370	1407	1450	1495	1370
88,5	88,5	114	154	154
80	85	75	75	80
8,5	16	20	20	20

## 2. УКАЗАТЕЛЬ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ

ГОСТ 15.001—73 *	Разработка и постановка продукции на производстве
ГОСТ 15.101—80 *	
ГОСТ 16504—81	Система разработки и постановки продукции на производство. Порядок проведения научно-исследовательских работ. Основные положения
ГОСТ 24026—80	Испытания и контроль качества продукции. Основные термины и определения
ГОСТ 25051.0—82	Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения
ГОСТ 25051.1—82	Система государственных испытаний. Основные положения
ГОСТ 25478—82	Система государственных испытаний. Представление, обработка, оценка точности и оформление результатов испытаний. Общие требования
ОСТ 37.001.043—72	Автомобили грузовые и легковые, автобусы, автопоезда. Требования безопасности к техническому состоянию. Методы проверки
ОСТ 37.001.227—80	Надежность изделий автомобилестроения. Система сбора и обработки информации
ОСТ 37.001.229—80	Определение числа объектов наблюдений, проводимых в автотранспортных предприятиях. Показатели качества, методы оценки технического уровня и качества двигателей, агрегатов, узлов и деталей автотранспортных средств
ОСТ 37.001.243—82	Элементы соединения телескопических гидроцилиндров одностороннего действия. Основные параметры и размеры
ОСТ 37.001.244—82	Гидроцилиндры телескопические одностороннего действия. Правила приемки и методы испытаний
ОСТ 37.001.501—72 *	Длительные контрольные испытания автотранспортных средств. Программа и методы испытаний
ОСТ 37.001.509—73 *	Категории, варианты и группировки изделий основного производства отрасли
РТМ 37.001.001—70	Разработка и постановка на производство изделий автомобильной промышленности. Испытания опытных образцов и изделий серийного производства
РТМ 37.001.002—72	Автомобильный подвижной состав. Основные показатели эксплуатационной надежности. Номенклатура
РТМ 37.001.004—73	Методические указания по сбору информации о надежности автомобилей в опорных автотранспортных предприятиях
РТМ 37.001.005—74	Автомобильный подвижной состав. Обработка информации о надежности автомобилей с использованием ЭВМ «Минск-22»
РТМ 37.001.006—74	Методические указания по сбору информации о надежности изделий автомобилестроения в экспериментально-производственных автохозяйствах
РТМ 37.001.031—76	Обработка результатов незавершенных испытаний на долговечность изделий автомобилестроения
РТМ 37.001.045—78	Оценка однородности выборок
РТМ 37.001.054—78	Типовая программа-методика приемочных испытаний грузовых автомобилей общего назначения
РТМ 37.031.004—78	Типовая программа-методика форсированных испытаний грузовых автомобилей
РТМ 37.031.023—80 **	Надежность изделий автомобилестроения. Система сбора и обработки информации. Единый классификатор неисправностей изделий автомобилестроения (классификация и кодирование неисправностей)

- РТМ 37.031.026—80\*\* Типовая программа-методика предварительных испытаний грузовых автомобилей
- РТМ 37.031.031—81 Автомобильный подвижной состав. Надежность. Технико-экономические критерии предельного состояния для оценки ресурса по результатам испытаний
- РТМ 37.105.02.1044—76 Оценка усталостной прочности и долговечности деталей на базе стендовых испытаний

### 3. РАСЧЕТ ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ

Тонкостенный стержень представляет собой длинную цилиндрическую или призматическую оболочку. Расчет его мог быть основан на полубезмоментной теории цилиндрических оболочек [5]. В соответствии с гипотезами, положенными в основу полубезмоментной теории, на рис. 1, *a* и *б* представлено моделирование связей в соединении элементов тонкостенного стержня. Связи воспринимают только нормальные и сдвигающие усилия по контуру сечения; при расчете деформациями сдвига срединной поверхности пренебрегают. Однако для тонкостенных стержней оказывается возможным игнорировать также изменение формы поперечного сечения. Используя гипотезу о недеформируемости контура поперечно-

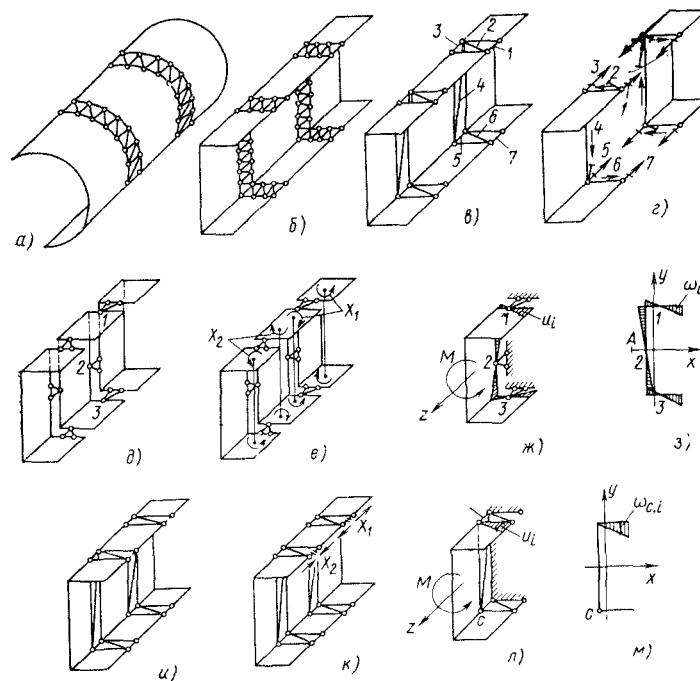


Рис. 1. Моделирование связей в тонкостенных конструкциях открытого профиля:  
*a* и *б* — моделирование связей в полубезмоментной цилиндрической и призматической оболочке; *в* — моделирование связей в тонкостенном стержне; *г* — реакции связей; *д* — элементы с однородными граничными условиями в основной системе; *е* — реакции удаленных связей для элементов с однородными граничными условиями; *ж* — деформация конечного сечения элемента с однородными граничными условиями; *з* — эпюра главных секториальных координат; *и* — элементы с неоднородными граничными условиями в основной системе; *к* — реакции удаленных связей для элементов с неоднородными граничными условиями; *л* — деформация конечного сечения элемента с неоднородными граничными условиями; *м* — эпюра секториальных координат с полюсом в точке *C*

го сечения и пренебрегая деформациями сдвига срединной поверхности, В. З. Власову удалось создать достаточно простую теорию расчета тонкостенных стержней [10]. При этом континуальная система приведена к системе дискретно-континуальной, обладающей конечным числом степеней свободы в поперечном направлении и бесконечно большим в продольном. Большое прикладное значение теории В. З. Власова заключается в том, что все особенности напряженно-деформированного состояния тонкостенного стержня удалось описать, используя наряду с шестью известными, новый (седьмой) самоуравновешенный силовой и соответствующий ему кинематический факторы. Это дает возможность рассчитывать системы из тонкостенных стержней, используя общие методы строительной механики, хорошо разработанные для систем из стержней сплошного сечения.

В соответствии с гипотезами, положенными в основу теорий тонкостенных стержней, число связей в соединении элементов трехскладчатого профиля (рис. 1, в) может быть уменьшено до семи. Такое моделирование связей позволяет удовлетворять условиям неразрывности в соединении элементов при расчете по методу сил.

Реакции связей (рис. 1, г) в общем случае нагружения стержня приводят к семи обобщенным силовым факторам. Реакции 2, 4 и 6 приводятся относительно центра изгиба к крутящему моменту и двум поперечным силам, а реакции 1, 3, 5 и 7 к двум изгибающим моментам относительно главных центральных осей и бимоменту относительно главных секторнальных координат.

По методу сил в основной системе в концевых сечениях элементов должно остаться не более шести связей, т. е. должна быть обеспечена свобода деформации концевых сечений. Существенно расположение этих связей в поперечных сечениях. Например, оставшиеся связи могут быть расположены в сечениях, как показано на рис. 1, д (точки 1, 2 и 3 — нулевые секториальные точки). Рис. 1, д дает представление о бимоментных шарнирах, так как в концевых сечениях элемента не возникают бимоменты при любой нагрузке, действующей на основную систему.

В эквивалентной системе вместо удаленных обобщенных связей, препятствующих свободе деформации концевых сечений элемента, приложены обобщенные силы — неизвестные бимоменты  $X_1$  и  $X_2$  (рис. 1, е).

При нагружении элементов основной системы крутящим моментом его концевые сечения свободно деформируются в соответствии с эпюрой главных секториальных координат с полюсом в центре изгиба  $A$  (рис. 1, з). Продольное перемещение  $i$ -й точки поперечного сечения может быть найдено по формуле

$$u_i = -\varphi' \omega_i, \quad (1)$$

где  $\varphi' = M/(GI_K)$ ;  $\omega_i$  — главная секториальная координата  $i$ -й точки сечения (рис. 1, ж).

Если же оставшиеся связи в основной системе расположены эксцентрично относительно нулевых секториальных точек, то деформация сечений не соответствует эпюре главных координат. Например, используя моделирование связей в соединении элементов тонкостенного стержня (рис. 1, в), основную систему можно получить, разрезая в концевых сечениях одну из продольных связей (рис. 1, и). В эквивалентной системе прикладываются реакции отброшенных связей  $X_1$  и  $X_2$ , которые вместе с реакциями оставшихся связей можно привести к бимоментам.

При нагружении элемента в основной системе крутящим моментом его концевые сечения также свободно деформируются, но в соответствии с эпюрой секториальных координат с полюсом в точке  $C$  (рис. 1, м). Продольное перемещение  $i$ -й точки поперечного сечения

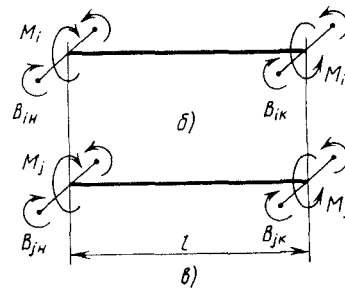
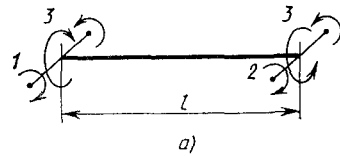
$$u_i = -\varphi' \omega_{C,i}, \quad (2)$$

где  $\varphi' = M/(GI_K)$ ;  $\omega_{C,i}$  — секториальная координата  $i$ -й точки (рис. 1).

По характеру распределения продольных перемещений, связанных с деформацией концевых сечений, различают тонкостенные стержни с однородными и неоднородными граничными условиями [7]. При однородных граничных условиях концевые сечения стержней остаются плоскими или деформируются в соответствии с эпюрой главных секториальных координат (рис. 1, з). При неоднородных гра-

Рис. 2. Усилия, действующие на элемент тонкостенного стержня:

$a$  — номера усилий;  $b$  —  $i$ -е состояние элемента;  $\theta$  —  $j$ -е состояние элемента; 1, 2 — бимоменты; 3 — крутящий момент



ничных условиях деформация конечных сечений не соответствует эпюре главных секториальных координат (рис. 1,  $u$ ).

В теории тонкостенных стержней В. З. Власова и в подавляющем большинстве работ, посвященных этому вопросу, рассматриваются однородные граничные условия. Необходимо только отметить, что понятие шарнира, заделки и свободного конца стержня, которыми пользуются в строительной механике сплошных стержней, в теории тонкостенных стержней трактуется шире из-за наличия деформации сечения. Шарниры и свободные концы в обычном понимании могут быть заделками (закрепленными) от деформации, и наоборот. На рис. 1,  $ж$  представлен консольный стержень с однородными граничными условиями, у

которого заделка не препятствует свободной деформации сечения. Элемент с неоднородными граничными условиями в расчетных схемах моделируется аналогично стержневому элементу сплошного сечения, т. е. является одномерным элементом. При расчете рам соединения поперечных и продольных элементов изображают в виде узла-точки, что не позволяет учесть все разнообразие конструкций этих соединений.

Чаще всего условия закрепления тонкостенного стержня таковы, что создают неоднородные граничные условия. При расчете необходимо удовлетворить условию неразрывности именно в тех точках, в которых соединяются концевые сечения элементов. Для этого в расчетной схеме должно быть конкретно показано, на какие точки сечений соединяемых элементов накладываются те или иные связи, т. е. необходимо моделировать связи.

Использование элемента с неоднородными граничными условиями и моделирование связей позволяет значительно расширить возможности теории В. З. Власова при расчете систем из тонкостенных стержней.

Элемент тонкостенного стержня с однородными граничными условиями. Матрица податливости элемента тонкостенного стержня, нагруженного единичными обобщенными силами 1, 2, 3 (рис. 2,  $a$ ), имеет вид

$$f_{\omega} = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Элементами этой матрицы являются коэффициенты влияния или обобщенные перемещения по направлению действия единичных обобщенных сил от каждой из этих сил.

Значения коэффициентов влияния (из решения дифференциальных уравнений стесненного кручения тонкостенного стержня) и их физический смысл следующие:

$$\delta_{11} = \delta_{22} = \frac{l}{EI_{\omega}} e -$$

мера деформации конечного сечения элемента от приложенного в этом сечении единичного бимомента 1 или 2;

$$\delta_{33} = \frac{I^3}{EI_{\omega}} t -$$

угол закручивания элемента от единичного момента  $\beta$ ;

$$\delta_{21} = \delta_{12} = \frac{l}{EI_{\omega}} q -$$

мера деформации концевое сечения элемента от приложенного в противоположном сечении единичного бимоента  $l$  или  $2$ ;

$$\delta_{31} = \delta_{13} = \delta_{32} = \delta_{23} = \frac{l^2}{EI_{\omega}} t -$$

угол закручивания элемента от действия единичных бимоментов или мера деформации концевых сечений от единичного момента.

В этих выражениях  $e$ ,  $q$ ,  $t$  — безразмерные коэффициенты, зависящие только от изгибно-крутильной характеристики элемента (значения приведены ниже).

Используя значения коэффициентов влияния, матрицу податливости (3) запишем в виде

$$f_{\omega} = \frac{1}{EI_{\omega}} \begin{bmatrix} el & ql & tl^2 \\ ql & el & tl^2 \\ tl^2 & tl^2 & tl^3 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

При проведении непосредственных расчетов для определения коэффициентов канонических уравнений получим развернутую формулу, учитывающую действие нагрузок на элемент в  $i$ -м и  $j$ -м состояниях (рис. 2, б, в):

$$\delta_{ij} = b_i^T f_{\omega} b_j,$$

где  $b_i = \{B_{iH} B_{iK} M_i\}$  и  $b_j = \{B_{jH} B_{jK} M_j\}$  — векторы нагрузок  $i$ -го и  $j$ -го состояний данного элемента. Используя матрицу податливости (4) элемента, получим

$$EI_{\omega} \delta_{ij} = B_{iH} B_{jH} l e + B_{iH} B_{jK} l q + B_{iK} B_{jH} l q + B_{iK} B_{jK} l e + B_{iH} M_j l^2 t + \\ + B_{iK} M_j l^2 t + M_i B_{jH} l^2 t + M_i B_{jK} l^2 t + M_i M_j l^3 t, \quad (5)$$

где  $e = \operatorname{ch} k / (k \operatorname{sh} k)$ ;  $q = 1 / (k \operatorname{sh} k)$ ;  $t = 1 / k^2$ ;  $k = \sqrt{\frac{GI_{\kappa}}{EI_{\omega}}} L$ .

Принято следующее правило знаков (рис. 3).

1. Внешний момент считается положительным, если вызывает появление крутящих моментов в сечении элемента, направленных против часовой стрелки (для наблюдателя, смотрящего на сечения со стороны внешней нормали).

2. Внешний бимомент считается положительным, если для наблюдателя, смотрящего вдоль плеча бипары, изображающей этот бимомент, ближайшая к нему пара действует по часовой стрелке.

3. Продольные перемещения, связанные с деформацией сечения, положительны, если направлены вдоль положительного направления оси  $z$ .

При построении эпюры внутренних бимоментов  $B_{\omega}$  (рис. 3, а) можно пользоваться, например, правилом сжатых волокон от действия моментов бипар, заменяющих внешние концевые бимоменты.

Правило знаков, принятое при построении эпюры главных секториальных координат, понятно на рис. 3, б.

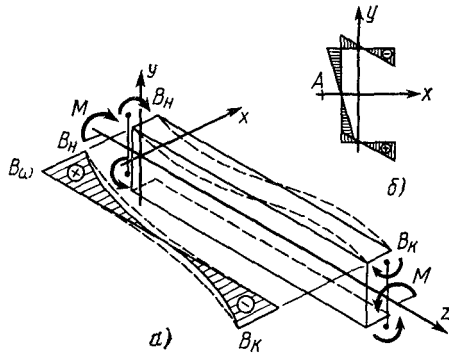


Рис. 3. Схема действия силовых и кинематических факторов

При известных внешних нагрузках  $B_H, B_K, M$  внутренние силовые факторы  $B_\omega, M_\omega, M_c$ , действующие в промежуточных сечениях элемента; определяются по формулам

$$\left. \begin{aligned} B_\omega &= \frac{1}{\operatorname{sh} k} [B_H \operatorname{sh} k (1 - z/l) - B_K \operatorname{sh} kz/l]; \\ M_\omega &= \frac{dB_\omega}{dz} = \frac{k}{l \operatorname{sh} k} [B_H \operatorname{ch} k (1 - z/l) + B_K \operatorname{ch} kz/l]; \\ M_c &= M - M_\omega. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

**Особенности приведения нагрузок к бимоменту.** Можно предположить, что в произвольной точке контура поперечного сечения тонкостенного стержня задан вектор нагрузок  $P = \{P_x P_y P_z M_x M_y M_z\}$  (рис. 4, а), ориентированный в местной системе координат стержня. Элементами этого вектора могут быть как заданные внешние нагрузки, так и реакции отброшенных или оставшихся связей.

От сил  $P_x, P_y$  и момента  $M_z$  бимоменты в сечении стержня не возникают, они создают только крутящие моменты относительно центра изгиба  $A$ . Поперечные нагрузки в пределах сечения могут быть заменены статически эквивалентной системой, поскольку контур сечения считается недеформируемым.

Направление и значение бимоментов, возникающих от момента  $M_x$  и  $M_y$ , приложенных в произвольной точке контура (рис. 4, а), легко определяется соответствующими бипарами (рис. 4, б и в). Момент  $M_x$  или  $M_y$  мысленно дополняется таким же, но противоположно направленным моментом, лежащим в плоскости, проходящей через центр изгиба  $A$  и параллельной плоскости действия заданного момента. Знак бимоменты определяют по правилу знаков, приведенному выше, а значение бимоменты равно произведению момента бипары на плечо бипары. Таким образом, момент  $M_y$  (рис. 4, б) приводится к бимоменту  $B = -M_y 0,5h$ , а момент  $M_x$  (рис. 4, в) к бимоменту  $B = -M_x (s_i + \alpha_x)$ .

Продольная сила  $P_z$  (рис. 4, г) создает бимомент  $B = -P_z \omega_i$ , где  $\omega_i = -h(s_i - \alpha_x)/2$  — главная секториальная координата точки приложения силы ( $P_z > 0$ , если его направление совпадает с положительным направлением оси  $z$ ). Иногда проще приводить продольную силу к бимоменту, определяя момент бипары, по которому легко установить знак и значение бимоменты, не придерживаясь заданной системы координат. Для этого силу  $P_z$  следует перенести в ближайшую нулевую секториальную точку 2 (рис. 4, д) данного прямолинейного участка контура и по правилам параллельного переноса силы в этой точке приложить пару с моментом  $M = P_z (s_i - \alpha_x)$ . Такую замену силы  $P_z$ , приложенной в  $i$ -й точке эквивалентной системы, силой приложенной в ближайшей нулевой точке (рис. 4, д), можно проводить только в пределах данного прямолинейного участка, но ни в коем случае не в пределах всего сечения. Это объясняется тем, что гипотеза Бернулли справедлива только в пределах каждого прямолинейного участка контура сечения тонкостенного стержня. Для стержня сплошного сечения гипотеза Бернулли справедлива для всего сечения, поэтому замену одной системы сил другой, эквивалентной ей, можно проводить в пределах всего сечения.

Сила  $P_z$ , перенесенная в нулевую секториальную точку (рис. 4, д), бимоменты не создает, а момент  $M$  приводится к бимоменту так же, как момент  $M_y$  (рис. 4, б). Таким образом, значение и направление бимоменты, возникающего от продольной силы  $P_z$ , легко определяются бипарой  $B = Mh/2$  (рис. 4, д), где  $M = P_z (s_i - \alpha_x)$  — момент, значение и направление которого определяются переносом силы  $P_z$  из точки приложения в ближайшую нулевую секториальную точку данного прямолинейного участка контура.

Если продольная сила приложена на границе двух прямолинейных участков контура (рис. 4, е), то безразлично, в нулевую секториальную точку какого участка перенести эту силу. Если перенести силу  $P$  в точку 1 стенки, то в этой точке нужно приложить момент  $M = Ph/2$ ; значение бимоменты  $B = -M\alpha_x = -P(h/2)\alpha_x$ . Если же силу  $P$  перенести в точку 2 полки, то в этой точке нужно приложить момент  $M = P\alpha_x$ . Значение бимоменты будет такое же, как в предыдущем случае:  $B = -Mh/2 = -P(h/2)\alpha_x$ .

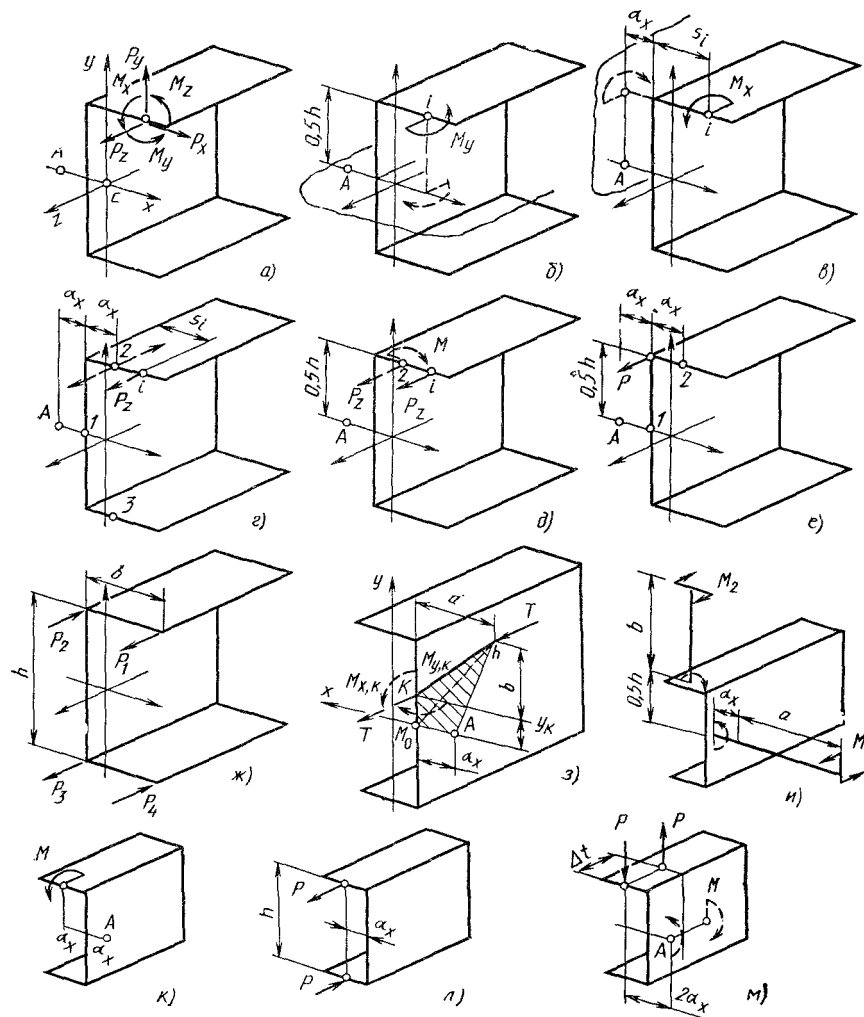


Рис. 4. Приведение нагрузок к бимоменту:

*a* — нагрузки, приложенные в *i*-й точке контура; *b* — бимомент, создаваемый моментом  $M_y$ ; *v* — бимомент, создаваемый моментом  $M_x$ ; *g*, *d*, *e*, *ж*, *м* — приведение продольных сил к бимоменту; *з* — приведение к бимоменту продольной силы, приложенной к консоли; *к* — приведение к бимоменту моментов, приложенных к консоли; *л*, *н* — приведение к бимоменту поперечных нагрузок

При действии  $n$  продольных сил возникает бимомент 
$$B = - \sum_{i=1}^n P_i \omega_i.$$
 Случай, показанный на рис. 4, *ж* часто встречается при расчете рам. При  $P_1 = -P_2 = -P_3 = -P_4 = 1$  возникает бимомент  $B = -(1 \cdot \omega_1 - 1 \cdot \omega_2 + 1 \cdot \omega_3 - 1 \cdot \omega_4) = bh$ . Эту же величину проще получить, используя понятие билары. Моменты билары действуют на верхнюю и нижнюю полки сечения  $M = 1 \cdot b$  на плече билары  $h$ ; тогда  $B = Mh = bh$ .

Если продольная сила прикладывается к сечению с помощью жесткой консоли  $LK$  (рис. 4, з), то бимомент, создаваемый этой силой,  $B = T \omega_{LK M_0 A}$ .  $\omega_{LK M_0 A}$  — удвоенная площадь заштрихованной фигуры  $LKM_0A$ . Аналогичный результат получается, если привести силу  $T$  к точке  $K$  присоединения консоли к контуру сечения (рис. 4, з) и воспользоваться изложенными выше правилами приведения нагрузок к бимоменту:

$$B = M_{y, K} y_K + M_{x, K} x_K + T a_x y_K,$$

где  $M_{y, K} = aT$  и  $M_{x, K} = bT$  — проекции момента консоли, приложенного к контуру сечения в местной системе координат стержня.

Тогда  $B = T(a y_K + b x_K + y_K a_x) = T \omega_{LK M_0 A}$ .

Данный пример наглядно демонстрирует одно из основных отличий тонкостенного стержня от стержня сплошного сечения. В тонкостенном стержне бимомент, а значит и напряжения, зависят не только от координат точки приложения силы по отношению к сечению, но также и от положения точки прикрепления консоли на контуре сечения. В конечном счете всегда нужно знать, в какой точке контура сечения приложены нагрузки, приводящиеся к бимоменту.

Пользуясь понятием билары, необходимо помнить, что к биларе, определяющей значение бимоента, приводятся моменты, непосредственно действующие на контур поперечного сечения. Например, от размеров  $a$  и  $b$  бимомент, действующий в сечении (рис. 4, и), не зависит:  $B = M_1 a_x + M_2 h/2$ , т. е. к бимоменту (соответствующим биларам) приводятся не сами моменты  $M_1$  и  $M_2$ , действующие на консоли, а моменты, прикладываемые к контуру сечения.

На рис. 4, к в нулевой секториальной точке приложен момент  $M$ , который создает бимомент в сечении  $B = M 2a_x$ . Этот момент не может быть заменен эквивалентной парой  $M = Ph$  (рис. 4, л), так как силы приложены к разным элементам сечения, т. е. в этом случае замена проводится в пределах всего сечения. Бимомент пары продольных сил равен нулю, так как эти силы приложены в нулевых секториальных точках.

Момент  $M$  (рис. 4, к) можно заменить парой сил  $M = P \Delta z$ , как показано на рис. 4, м. Каждая из этих сил создает моменты относительно оси центров изгиба  $M_K = P 2a_x$ . Эти моменты закручивают зону приложения нагрузок длиной  $\Delta z$  и приводятся к биларе с плечом  $\Delta z$ :  $B = P 2a_x \Delta z = 2M a_x$ . Значение бимоента такое же, как значение момента  $M$  (рис. 4, к). Чаще всего приходится, наоборот, приводить пару поперечных сил к бимоменту (рис. 4, м), заменять ее сосредоточенным моментом  $M$  (рис. 4, к). Однако это можно делать только в том случае, когда зона приложения поперечных нагрузок невелика ( $\Delta z \rightarrow 0$ ).

Влияние зоны приложения нагрузок на бимомент, возникающий на ее границе, можно проиллюстрировать следующим примером (рис. 5, а). Пренебрегая деформацией зоны приложения нагрузок, систему поперечных сил можно привести к бимоменту  $B = Pab$ . При определенных размерах зоны приложения  $b$  по отношению к длине стержня  $l$  значение бимоента на границе зоны приложения будет значительно отличаться от бимоента  $B = Pab$ . Чтобы определить размеры зоны  $b$ , следует перейти к расчетной схеме (рис. 5, б), врезая бимоментный шар-

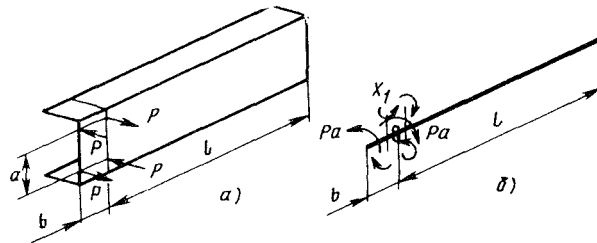


Рис. 5. Учет деформации узла на величину граничного бимоента:

а — схема нагружения; б — расчетная схема

нир на границе зоны приложения и представляя внешнюю нагрузку двумя крутящими моментами  $M=Pa$ . Неизвестным  $X_1$  является бимомент, приложенный в шарнире вместо удаленных связей. Каноническое уравнение имеет вид  $\delta_{11}X_1 + \delta_{1P}=0$ . Коэффициенты канонического уравнения определяют по формуле (5):

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_{\omega}} (-1)(-1)be_1 + \frac{1}{EI_{\omega}} 1 \cdot 1le;$$

$$\delta_{1P} = \frac{1}{EI_{\omega}} (-1)Pab2t_1.$$

Решая каноническое уравнение, находят

$$X_1 = Bt_1/[e_1(1 + le/be_1)].$$

Изменение бимомента можно оценивать величиной  $\Delta B$  (в %):

$$\Delta B = (B - X_1) 100/B.$$

Ниже представлены значения  $\Delta B$  в зависимости от отношения  $l/b$  и изгибно-крутильной характеристики стержня  $k$ .

$l/b$	1	2	3	5	10
$k$	1	2	3	1	3
$\Delta B, \%$	22	32	42	12	18

Только если отношение  $l/b$  больше 10, можно пренебречь деформацией зоны приложения нагрузок.

Таким образом, из рассмотрения особенностей приведения внешней нагрузки к бимоменту можно сделать вывод, что тонкостенный стержень является пространственным элементом, так как его напряженное состояние зависит не только от того, какие нагрузки и в каких сечениях приложены, но и от того, в каких точках сечения они приложены.

**Элемент тонкостенного стержня с неоднородными граничными условиями.** Тонкостенный стержень находится в условиях изгиба от силы, проходящей через центр изгиба, только в том случае, если нормальные напряжения на концах этого стержня равны нулю или распределены по сечению в соответствии с гипотезой плоских сечений, т. е. при однородных граничных условиях. Так как при неоднородных граничных условиях деформация сечения отличается от эпюры главных секториальных координат (см. рис. 1, в), то нарушается свойство ортогональности перемещений, связанных с кручением, изгибом и растяжением элемента. На перемещениях, связанных с деформацией сечения, совершают работу элементарные силы  $dN = \sigma dF$ , соответствующие напряжениям изгиба и растяжения. Это приводит к тому, что консольный стержень с неоднородными граничными условиями (рис. 6, а) не только изгибается, но и закручивается от силы, проходящей через центр изгиба. Стержень нижней полкой соединен с жестким основанием или стенкой и нижней полкой соединен с заделкой, а верхняя полка свободна. Моделировать такое соединение можно узловой точкой  $C$  (рис. 6, б), накладывающей шесть связей. При этом закрепленное сечение свободно деформируется с полюсом в этой точке. При любой нагрузке, действующей на стержень, реакции шести связей определяются из уравнений статики. От силы  $P$  в закрепленном сечении возникают реакции связей (рис. 6, б). Одна из этих реакций  $M_y = Pl$  приводится к бимоменту  $B_P = M_y h/2 = 0,5 Plh$  (рис. 6, а), который закручивает стержень. Вообще, бимоменты в стержнях с неоднородными граничными условиями возникают от всех нагрузок (кроме крутящих моментов). Значение бимоментов, возникающих в закрепленном сечении, зависит от реакций связей и положения их в сечении, которое четко определяется моделированием.

При определении перемещений в элементе тонкостенного стержня с неоднородными граничными условиями можно применять формулу (5), справедливую для элемента с однородными граничными условиями. При этом концевые сечения должны свободно деформироваться (условие свободной деформации выполняется, если при действии на стержень только крутящего момента в закрепленном

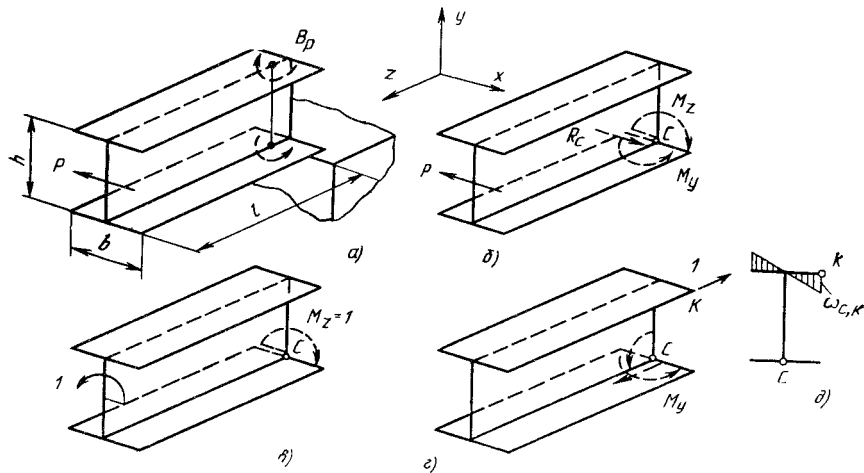


Рис. 6. Тонкостенный стержень с неоднородными граничными условиями: а — нагружение стержня; б — моделирование связей угловой точкой  $C$ ; в — единичный момент, приложенный для определения угла поворота сечения; г — единичная сила, приложенная для определения продольного перемещения точки  $K$ ; д — эпюра секториальных координат с полюсом в точке  $C$

сечении не возникает бимомент), а реакции связей в этих сечениях, возникающие от действия внешних нагрузок, приводятся к бимоменту с использованием эпюры главных секториальных координат. Правомерность такого подхода основана на том, что бимомент совершает работу на обобщенном перемещении  $\varphi'$  и эта работа не зависит от характера деформации сечения.

Для определения угла поворота свободного конца стержня (рис. 6, а) в концевом сечении следует приложить единичный момент (рис. 6, в). Тогда в единичном ( $i$ -м) состоянии действует момент  $M_i=1$ , а в грузовом ( $j$ -м) состоянии в закрепленном сечении — бимомент  $B_j=B_P$  (рис. 6, а).

По формуле (5)

$$\varphi = \frac{1}{EI_\omega} 1B_P l^2 t = \frac{Phl^3}{2EI_\omega k^2} = \frac{Phl}{2GI_K}.$$

В данном случае угол закручивания стержня получается такой же, как при свободном его закручивании моментом  $M=Ph/2$ , хотя никаких внешних закручивающих моментов на стержень не действует, так как сила  $P$  проходит через центр изгиба (рис. 6, а).

Аналогично определяется, например, продольное перемещение точки  $K$  (рис. 6, г). Приложив к этой точке единичную силу, можно определить возникающий бимомент. Важно подчеркнуть, что, пользуясь эпюрой главных секториальных координат, необходимо привести к бимоменту  $\bar{B}_K$  как саму единичную силу, так и реакции связей, возникающих от нее (рис. 6, г).

$$\bar{B}_K = 1 \cdot \omega_K - M_y h/2 = -bh/4 - bh/4 = -0,5bh = \omega_{C,K}.$$

Значение бимоента в единичном состоянии получается такое же, как при использовании эпюры секториальных площадей с полюсом  $C$  (рис. 6, д), в соответствии с которой деформирует закрепленное сечение (перемещаются точки верхней полки). Полученный результат соответствует теореме об инвариантности бимоента по отношению к полюсу и началу отсчета секториальных координат.

Продольные перемещения точек закрепленного сечения (рис. 6, д) формально могут быть разложены на перемещения, связанные с деформацией сечения в

соответствии с эпюрой главных секториальных координат, и перемещения, соответствующие гипотезе плоских сечений. Однако физические перемещения, соответствующие гипотезе плоских сечений, отсутствуют, так как в закреплённом сечении наложено шесть связей. Продольные перемещения точек закреплённого сечения зависят только от деформации сечения и, как показано, могут быть определены с использованием эпюры главных секториальных координат, хотя характер деформации и не соответствует этой эпюре.

Можно рассмотреть ещё несколько примеров определения продольных перемещений. Для определения продольного перемещения  $i$ -й точки поперечного сечения (рис. 7, а) при закручивании элемента моментом  $M$  следует приложить в  $i$ -й точке единичную силу и определить бимомент  $\bar{B}_i$  от этой силы и возникающих от нее реакций оставшихся связей:  $\bar{B}_i = -(\bar{R}_1\omega_1 - \bar{R}_2\omega_2 + \bar{R}_3\omega_3 + 1 \cdot \omega_i) = -s_i h$ . Проще  $\bar{B}_i$  определить по значениям бипар от моментов, приложенных к верхней и нижней полкам:  $\bar{B}_i = -1 \cdot s_i h / 2 - (s_i / b) b h / 2 = -s_i h$ . Бимомент  $\bar{B}_i$  изменяется в соответствии с эпюрой  $\omega_C$  (см. рис. 1, м). Из формулы (5)  $u_i = M \bar{B}_i t / (E I_\omega) = -M s_i h / (G I_K)$ , т. е. результат получается такой же, как и при расчете по формуле (2).

Если сечение швеллера закреплено узловой точкой  $C$  (рис. 7, б), накладывающей шесть связей, то при кручении оно деформируется в соответствии с эпюрой  $\omega_C$  (рис. 7, в). Бимомент в единичном состоянии, с учетом единичной силы и возникающих от нее реакции в точке  $C$  (рис. 7, б),

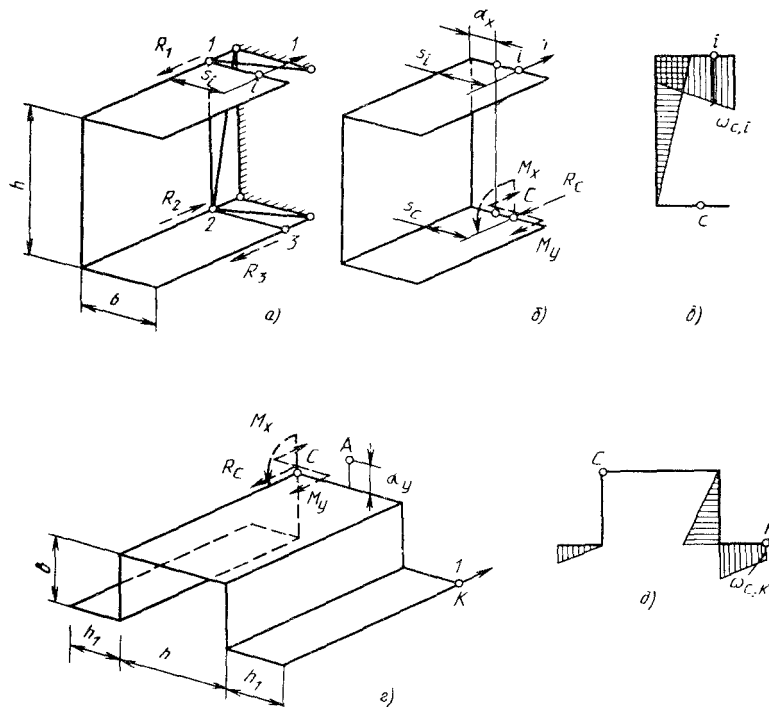


Рис. 7. Пространственный элемент тонкостенного стержня с неоднородными граничными условиями в основной системе:

а, б — реакции связей от единичной нагрузки, приложенной для определения продольного перемещения  $i$ -й точки при различных условиях закрепления; в, д — эпюры секториальных координат с полюсом в точке  $C$ ; г — реакции в узловой точке  $C$  от единичной силы, приложенной для определения продольного перемещения точки  $K$

$$\begin{aligned}\bar{B}_i &= -1(s_i - a_x)h/2 - \bar{M}_y h/2 - \bar{M}_x(s_c + a_x) - \bar{R}_c(s_c - a_x)h/2 = \\ &= (s_i - a_x)h/2 - (s_i - s_c)h/2 - h(s_c + a_x) - (s_c - a_x)h/2 = \\ &= -h(s_i + s_c).\end{aligned}$$

Значение  $\bar{B}_i$  такое же, как и секториальная координата  $\omega_{c, i}$ , хотя для определения бимоента была использована эпюра главных секториальных координат. Аналогично определяются продольные перемещения для любого многоскладчатого профиля. Например, можно определить продольное перемещение точки  $K$  в закрепленном сечении профиля (рис. 7, з). Сечение закреплено узловой точкой  $C$ , накладывающей шесть связей. При кручении это сечение деформируется в соответствии с эпюрой  $\omega_c$  (рис. 7, д). В единичном состоянии

$$\begin{aligned}\bar{B}_k &= 1 \cdot \omega_k - \bar{R}_c \omega_c - \bar{M}_x h/2 - \bar{M}_y a_x = (a_y h/2 - b h/2 + b h_1 + a_y h_1) + \\ &+ h a_y/2 - b h/2 - (h + h_1) a_y = -b(h - h_1).\end{aligned}$$

Продольное перемещение пропорционально  $\bar{B}_k$  и соответствует секториальной координате  $\omega_{ck}$  (рис. 7, д).

Таким образом, любое перемещение произвольной точки конечного сечения элемента тонкостенного стержня с неоднородными граничными условиями определяется с использованием формулы (5). Концевые сечения элемента должны свободно деформироваться, а реакции связей в этих сечениях, возникающие от действия внешних нагрузок в  $i$ -м и  $j$ -м состояниях, и сама нагрузка приводятся к бимоентам. Возможность правильно определять продольные перемещения конечных сечений элемента очень важна, так как позволяет удовлетворить условию неразрывности в реально соединяемых точках элементов при расчете рам из тонкостенных стержней методом сил.

Напряженное состояние элемента с неоднородными граничными условиями определяется по известным формулам теории тонкостенных стержней.

**Влияние касательных напряжений на напряженно-деформированное состояние тонкостенного стержня.** При стесненном кручении в сечении тонкостенного стержня действуют касательные напряжения  $\tau_c$  и  $\tau_\omega$  (рис. 8).

Значение и характер распределения  $\tau_c$  по толщине профиля соответствуют полученным в решении Сен-Венана для свободно закрученного бруса вытянутого прямоугольного сечения. Эти касательные напряжения на плече порядка толщины профиля приводятся к крутящему моменту  $M_c$  (рис. 8, а), который иногда называют сен-венановским крутящим моментом:  $M_c = \int_F \tau_c dF$ . Максимальное зна-

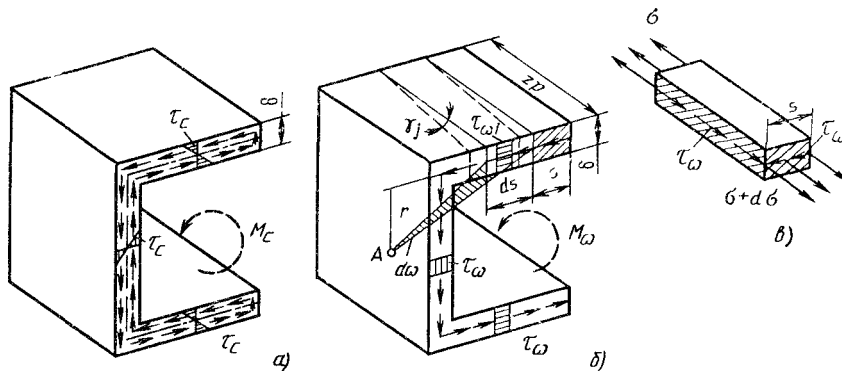


Рис. 8. Касательные напряжения в тонкостенном стержне: а — касательные напряжения по Сен-Венану; б — вторичные касательные напряжения; в — отсеченная часть сечения

чение  $\tau_c$  на  $i$ -м участке профиля определяют по формуле  $\tau_c = M_c \delta_i / I_k \left( I_k = (1/3) \times \sum_{i=1}^m \delta_i^3 s_i \right)$ .

Значение вторичных касательных напряжений  $\tau_\omega$  можно получить из условия равновесия отсеченной части сечения (рис. 8, в)  $\tau_\omega \delta dz = \int_{F^*} d\sigma dF$  или  $\tau_\omega = (1/\delta) \int_{F^*} (d\sigma/dz) dF$ . Отсюда видно, что  $\tau_\omega$  зависит от градиента изменения нормальных напряжений по длине стержня.

Напряжения  $\tau_\omega$  по толщине профиля распределены равномерно (рис. 8, б) и на средней линии сечения в отличие от напряжений  $\tau_c$  в нуль не обращаются. Этими напряжениями определяются деформации сдвига срединной поверхности стержня, которыми в теории В. З. Власова пренебрегают.

Напряжения  $\tau_\omega$  относительно центра изгиба  $A$  приводятся к крутящему моменту  $M_\omega$  (рис. 8, б), который называют изгибно-крутящим моментом:  $M_\omega = \int_F \tau_\omega r dF = \int_S \tau_\omega \delta d\omega$ . Значения  $\tau_\omega$  определяются по формуле, аналогичной формуле Журавского,  $\tau_\omega = M_\omega S_\omega^* / (I_\omega \delta) \left( S_\omega^* = \int_{F^*} \omega dF \right)$ .

Моменты  $M_c$  и  $M_\omega$  уравнивают крутящий момент  $M$ , создаваемый в поперечном сечении внешней нагрузкой относительно центра изгиба,

$$M_c + M_\omega = M. \quad (7)$$

Таким образом, в теории В. З. Власова касательные напряжения учитываются в уравнении равновесия (7), но их влиянием пренебрегают при определении нормальных напряжений и перемещений (угла закручивания стержня). В данном случае можно провести аналогию с чистым и поперечным изгибом. Нормальные напряжения определяют в предположении, что касательные напряжения отсутствуют и сечение в пределах прямолинейного участка контура остается плоским. Затем касательные напряжения определяют из условия равновесия отсеченной части сечения.

Проводя аналогию с изгибом, просто учесть влияние деформации сдвига на перемещение при стесненном кручении. Получить и решить дифференциальное уравнение с учетом сдвига сложно. Проще воспользоваться интегралом Мора, который можно записать в виде

$$\delta_{ij} = \int_i \frac{B_{\omega i} B_{\omega j}}{EI_\omega} dz + \int_i \frac{M_{ci} M_{cj}}{GI_k} dz + \int_i k_\omega \frac{M_{\omega i} M_{\omega j}}{GI_k} dz. \quad (8)$$

Первые два слагаемых определяют перемещения в соответствии с теорией В. З. Власова от действия внутренних силовых факторов  $B_\omega$  и  $M_c$ , третье слагаемое характеризует влияние деформаций сдвига. Это слагаемое представляет собой работу сдвигающих усилий  $i$ -го состояния на возможных перемещениях от деформаций сдвига  $j$ -го состояния. Элементарная работа  $dW$  сдвигающего усилия  $i$ -го состояния  $\tau_{\omega i} dF$  на возможных перемещениях  $j$ -го состояния  $\gamma_j dz$  (рис. 8, б)  $dW = \tau_{\omega i} \gamma_j dF dz$ . Учитывая, что  $\gamma = \tau_\omega / G$  и  $\tau_\omega = M_\omega S_\omega^* / (I_\omega \delta)$ , получим

$$dW = \frac{M_{\omega i} M_{\omega j}}{GI_\omega^2} \frac{S_\omega^2}{\delta^2} dF dz.$$

Полная работа

$$\int_V dW = \iint_F \frac{M_{\omega i} M_{\omega j}}{GI_{\omega}^2} \frac{S_{\omega}^2}{\delta^2} dF dz = \int k_{\omega} \frac{M_{\omega i} M_{\omega j}}{GI_{\kappa}} dz,$$

где  $k_{\omega}$  — безразмерный коэффициент, учитывающий влияние формы сечения,  $k_{\omega} = I_{\kappa} I_s / I_{\omega}^2 \left[ I_s = \int_F (S_{\omega} / \delta)^2 dF \right]$ . Отношение  $I_s / I_{\omega}$  характеризует влияние

формы поперечного сечения тонкостенного стержня на деформация сдвига и может быть записано в виде  $I_s / I_{\omega} = K_m S^2$ , где безразмерный коэффициент  $K_m$  зависит от  $m = h/b$  ( $h$  и  $b$  — высота и ширина полки профиля);  $s_0$  — длина средней линии поперечного сечения;  $s_0 = h + 2b$ . Изменение коэффициента  $K_m$  от  $m$  показано на рис. 9.

Влияние деформаций сдвига на угол закручивания стержня обратно пропорционально квадрату длины стержня — существенное влияние деформации сдвига оказывают на угол закручивания коротких стержней. При этом большое значение имеет степень стеснения концевых сечений стержня. Даже незначительное уменьшение степени стеснения по сравнению с полным защемлением приводит к резкому увеличению угла закручивания короткого стержня. Одновременно уменьшается градиент изменения нормальных напряжений (бимоментов) по длине стержня, а значит уменьшаются вторичные касательные напряжения (см. рис. 8, в). Все это приводит к тому, что относительное влияние деформаций сдвига на угол закручивания короткого стержня резко падает. Это влияние наибольшее при полном запрещении деформации концевых сечений. Для различных профилей могут быть получены предельные значения  $\beta = l/s_0$ . При значении  $\beta$  меньше предельного стержень нужно считать коротким и определять угол закручивания с учетом сдвига. Например, для швеллера  $\beta = 3$ . Влияние сдвига для широко открытых профилей меньше, а для трубы с узкой продольной щелью это влияние наибольшее ( $\beta = 4,6$ ). Экспериментальные исследования [14] показали, что, например, отличие замеренного угла закручивания от рассчитанного по теории В. З. Власова для швеллеров с  $\beta = 0,6$  и  $\beta = 0,75$  составило соответственно 140 и 68%. Значения расчетных углов закручивания с учетом сдвига подтверждаются данными эксперимента. Тензометрические исследования показывают, что даже для очень коротких стержней экспериментальные значения нормальных напряжений не отличаются от рассчитанных по теории В. З. Власова.

В рамных конструкциях часто встречаются участки, которые представляют собой короткие тонкостенные стержни: зоны узлов, где градиенты нормальных напряжений велики и значительны деформации сдвига; короткие участки с полностью защемленными концами, например участки между планками. Нагруженность элементов рамы зависит от жесткости (податливости) таких участков, а жесткость короткого элемента в результате влияния деформаций сдвига оказывается гораздо меньше, чем рассчитанная по теории В. З. Власова. Поэтому для короткого элемента тонкостенного стержня податливость определяется матрицей, учитывающей деформации сдвига.

Для определения элементов матрицы податливости (3) с учетом сдвига можно использовать интеграл Мора (8). Например, при определении  $\delta_{11}$  приложим в  $i$ -м и  $j$ -м состояниях  $B_{i1} = 1$  и  $B_{j1} = 1$  (см. рис. 2, б и в). Возникающие при этом внутренние силовые факторы можно определить по формулам (6):

$$B_{\omega} = \text{sh } k (1 - z/l) / \text{sh } k;$$

$$M_{\omega} = B'_{\omega} = -k \text{ch } k (1 - z/l) / (l \text{sh } k);$$

$$M_c = -M_{\omega}.$$

При подстановке этих значений в интеграл Мора (8) и интегрировании по частям получается  $\delta_{11}$ . Анало-

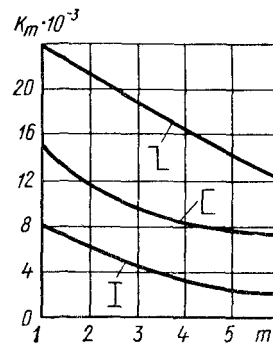


Рис. 9. Изменение коэффициента, учитывающего влияние сдвига средней поверхности

гично можно определить остальные элементы матрицы (3). В окончательном виде матрица податливости короткого элемента такова:

$$f_{\omega} = \frac{1}{EI_{\omega}} \begin{bmatrix} k_e e l & k_q q l & k_t t l^2 \\ k_q q l & k_e e l & k_t t l^2 \\ k_t t l^2 & k_t t l^2 & t l^3 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где  $k_e = 1 + 0,5k_{\omega}(1 + q/(e l^2))$ ;  $k_q = 1 + 0,5k_{\omega}(1 + e/t)$ ;  $k_t = 1 - k_{\omega}$ .

Без учета сдвига  $k_e = k_q = k_t = 1$  и матрица (9) совпадает с матрицей (4).

**Расчет рам из тонкостенных стержней.** Рамы из тонкостенных стержней обладают характерными особенностями пространственных стержневых систем и оболочечных конструкций, что объясняется свойствами самого тонкостенного стержня. С пространственными стержневыми системами рамы из тонкостенных стержней объединяет то, что их напряженное состояние на достаточном удалении от узлов можно описать, используя обобщенные внутренние силовые факторы, которые зависят от пространственного взаимодействия элементов рамы. Узлы рассматриваемых рам представляют собой сложные пространственные тонкостенные конструкции, сходные с пересекающимися оболочечными конструкциями. Узлами определяются граничные условия сходящихся в них элементов и поэтому их конструкция влияет на напряженно-деформированное состояние всей рамы.

Эти особенности рам из тонкостенных стержней проявляются уже на стадии выбора расчетной схемы. В строительной механике стержневых систем при построении расчетной схемы используют одномерные элементы, пересекающиеся в узле-точке. Как отмечалось, тонкостенный стержень является пространственным элементом. В расчетной схеме рамы нужно конкретно показать, какими связями и в каких точках сечений соединяются продольные и поперечные элементы, и таким образом отразить конструкцию узла. Использование одномерных элементов и точечного узла [8, 19] не позволяет учесть все многообразие реальных соединений продольных и поперечных элементов рам. Это можно проиллюстрировать простым примером.

Предположим, имеются две рамы из тонкостенных стержней. Рамы нагружены таким образом, что стержни первой работают только на изгиб, а стержни второй — на стесненное кручение. Из той и другой рамы вырежем узлы, в которых соединяются продольные и поперечные элементы (рис. 10). Из условия равенства нулю виртуальной работы обобщенных сил, приложенных к узлу первой рамы (рис. 10, а), получим

$$M_1 \theta_1 + M_2 \theta_2 = 0, \quad (10)$$

где  $\theta_1$  и  $\theta_2$  — углы поворота концевых сечений элементов в узле.

Аналогично для узла второй рамы (рис. 10, б)

$$B_1 \varphi_1' + B_2 \varphi_2' = 0, \quad (11)$$

где  $\varphi_1'$  и  $\varphi_2'$  — меры деформации концевых элементов в узле.

Вырезанные узлы должны также удовлетворять условию равновесия. Поэтому для узла первой рамы необходимо выполнение равенства  $M_1 = M_2$ . Тогда из уравнения (10) вытекает как следствие, что обобщенные перемещения концевых сечений продольного и поперечного элементов в узле всегда равны по абсолютной величине. Так как биномент является самоуравновешенным силовым фактором, то условие равновесия не накладывает жестких ограничений на соотношения  $B_1$  и  $B_2$ . Можно предположить, что  $B_1 \neq B_2$ , и тог-

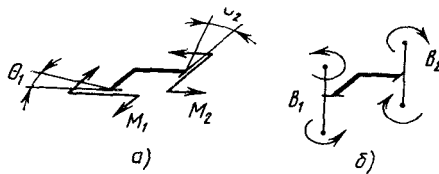


Рис. 10. Схема действия кинематических и силовых факторов в точечном узле рамы:

а — при изгибе; б — при кручении

да из уравнения (11) следует, что  $\varphi_1' \neq \varphi_2'$ , т. е. это уравнение может удовлетворяться при бесконечно большом разнообразии значений бимоментов и соответствующих им мер деформаций. Различные соотношения бимоментов и мер деформации концевых сечений элементов в узле определяются конструкцией узла. Например, уравнение (11) удовлетворяется при  $\varphi_1' = \varphi_2' = 0$ , т. е. при полном запрещении деформации в узле. Такие узлы характерны для строительных конструкций, которые должны обладать максимальной жесткостью.

При использовании любого метода расчета в точечном узле обеспечивается неразрывность обобщенных перемещений, в частности  $\varphi_1' = \varphi_2'$ ; тогда из уравнения (11) следует  $B_1 = -B_2$ . Однако равенство мер деформации концевых сечений продольных и поперечных элементов в узле является частным случаем и справедливо только для некоторых конструкций.

Более общим критерием, который должен быть удовлетворен при расчете систем из тонкостенных стержней, является условие неразрывности для реально соединяемых точек элементов, а не условие неразрывности обобщенных перемещений. Это условие может быть выполнено при использовании моделирования связей и пространственного элемента тонкостенного стержня с неоднородными граничными условиями [15]. В итоге удается учесть влияние основных конструктивных особенностей узлов рамы на ее напряженно-деформированное состояние.

На рис. 11 представлены простейшие рамы с узлами, которые в расчетной схеме не могут моделироваться узловой точкой, так как поперечный и продольный элементы соединены с эксцентриситетом  $e$ . Даже небольшие эксцентриситеты, значение которых не превышает высоты стенки продольного элемента, значительно влияют на напряженно-деформированное состояние рамы. Рамы состоят из трех элементов — поперечного элемента 1, продольного элемента 2 и продольного элемента зоны присоединения 3. Эти рамы находятся в равновесии. Продольный элемент закреплен шестью связями, а к поперечному приложено семь обобщенных сил (рис. 11, а) или семь реакций связей (рис. 11, б).

Моделирование связей позволяет при расчете удовлетворить условиям неразрывности в четырех характерных точках соединения поперечного и продольного элементов. В основной системе удалены связи, препятствующие свободной деформации концевых сечений элементов — продольная связь в соединении элементов 1 и 3 и бимоментная связь в соединении элементов 2 и 3. Пространственная расчетная схема и моделирование связей позволяют учесть деформацию зоны узла и влияние усилий, приложенных к узлу, на бимоменты, возникающие в концевых сечениях элементов.

Рассмотрим, например, действие на узел горизонтального усилия  $P$  (рис. 11, в). От реакций оставшихся связей, которые определяются из условия равновесия, в концевом сечении поперечного элемента возникает бимомент  $B_1 = Pl_1h/2$ , а элемент зоны присоединения закручивается моментом  $M = (Pl_1/b)a$ . Если пренебречь деформацией зоны присоединения, то в концевом сечении продольного элемента возникают бимоменты  $B_2 = Mb = Pl_1a$  и  $B_1 \neq B_2$ . Значение  $B_2$  зависит от эксцентриситета. При  $e = 0$   $a = h/2$ ; тогда  $B_1 = B_2$ .

Рассмотрим теперь непосредственное взаимодействие элементов в узле (рис. 11, б и е). Вместо удаленной продольной связи приложим неизвестную реакцию, равную единице. В сечениях поперечного элемента эта единичная сила и возникшие от нее реакции оставшихся связей приводятся к бимоменту  $\bar{B}_1 = bh$  как в соединении, показанном на рис. 11, а и б, так и в соединении на рис. 11, д и е. При этом на продольные элементы в зоне соединений действуют разные по величине и направлению крутящие моменты. В соединении на рис. 11, б  $\bar{M} = -h$ , а в соединении на рис. 11, е  $\bar{M} = b$ . Если пренебречь деформацией зоны присоединения, то в концевом сечении продольного элемента на рис. 11, б возникает бимомент  $\bar{B}_2 = \bar{M}b = -bh$ , а в концевом сечении продольного элемента на рис. 11, е  $\bar{B}_2 = \bar{M}h = bh$ . От реакции удаленной связи, препятствующей свободе деформации в узле, в концевых сечениях продольного и поперечного элементов возникают бимоменты, связанные зависимостью  $\bar{B}_1 = -\bar{B}_2$  для узла на рис. 11, б и  $\bar{B}_1 = \bar{B}_2$  для узла на рис. 11, е. Все эти зависимости между бимоментами получаются из уравнения (30), справедливого для точечного узла при  $\varphi_1' = \varphi_2'$  и  $\varphi_1' = -\varphi_2'$ .

Рамы, представленные на рис. 11, а и д, можно моделировать одномерными элементами (рис. 11, г и ж) с точечными узлами, если в узлах  $e = 0$  и деформа-

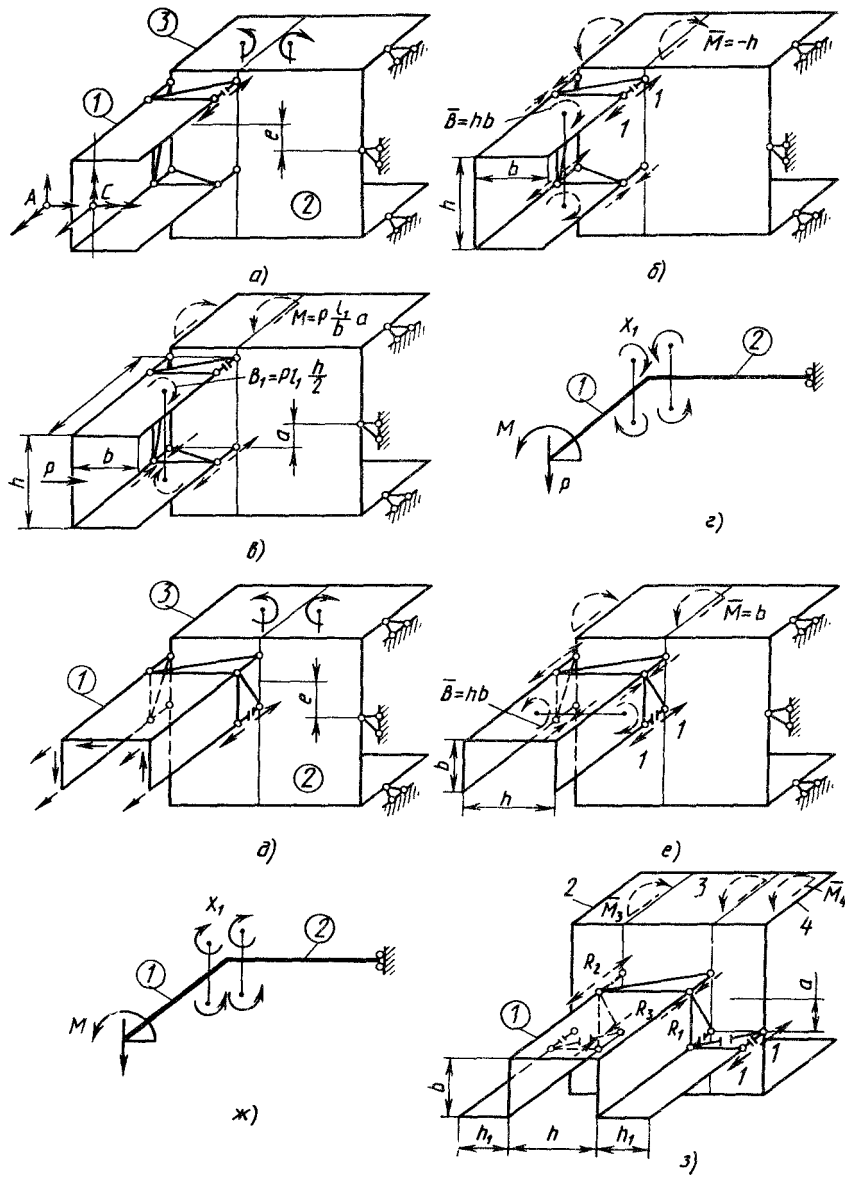


Рис. 11. Моделирование связей в узлах:

*a, d* — реакции удаленных связей; *б, е, з* — усилия, возникающие от единичного неизвестного; *а* — усилия, возникающие от горизонтальной нагрузки; *г, ж* — расчетные схемы рам с точечными узлами

цией зоны присоединения можно пренебречь. В этом случае в эквивалентной системе рамы на рис. 11, *г* вместо удаленной связи, препятствующей свободе деформации в узле, к концевым сечениям продольного и поперечного элементов прикладывают неизвестные бимоменты  $X_1$ , равные по значению и противоположные по знаку, а в эквивалентной системе рамы на рис. 11, *ж* прикладывают неизвестные бимоменты, равные и по значению и по знаку. Тем самым при расчете учитывается различие в конструкции рам, но такой учет возможен только при рассмотрении узла как пространственной конструкции.

Сравним бимоменты, возникающие в рамах, изображенных на рис. 11, *г* и *ж*, при нагружении их, как показано на рисунках. Рамы один раз неопределимы. Для рамы на рис. 11, *г* коэффициенты канонического уравнения могут быть определены по формуле (5):

$$\delta_{11} = \delta_{11}^{(1)} + \delta_{11}^{(2)} = \frac{1}{EI_{\omega 1}} 1 \cdot 1 \cdot l_1 e_1 + \frac{1}{EI_{\omega 2}} (-1) \cdot (-1) l_2 e_2;$$

$$\delta_{1p} = \delta_{1p}^{(1)} + \delta_{1p}^{(2)} = \frac{1}{EI_{\omega 1}} 1 \cdot M l_1^2 t_1 + \frac{1}{EI_{\omega 2}} (-1) \cdot (-P l_1) l_2^2 t_2.$$

Для рамы на рис. 11, *ж*

$$\delta_{11} = \delta_{11}^{(1)} + \delta_{11}^{(2)} = \frac{1}{EI_{\omega 1}} 1 \cdot 1 \cdot l_1 e_1 + \frac{1}{EI_{\omega 2}} 1 \cdot 1 \cdot l_2 e_2;$$

$$\delta_{1p} = \delta_{1p}^{(1)} + \delta_{1p}^{(2)} = \frac{1}{EI_{\omega 1}} 1 M l_1^2 t_1 + \frac{1}{EI_{\omega 2}} 1 (P l_1) l_2^2 t_2.$$

Приняв  $EI_{\omega 1} = EI_{\omega 2} = EI_{\omega}$ ;  $l_1 = l_2 = l$  и решая канонические уравнения, получим для рамы на рис. 11, *г*  $X_1 = (lt/2e)(Pl+M)$ ; для рамы на рис. 11, *ж*  $X_1 = (lt/2e)(Pl-M)$ .

Предположим, что  $Pl=M$ ; тогда в узле рамы, приведенной на рис. 11, *г*, возникают бимоменты  $X_1 = Mlt/e$ , а в узле рамы на рис. 11, *ж* бимоменты отсутствуют,  $X_1=0$ . Обе рамы составлены из одинаковых элементов и нагружены одинаковыми нагрузками. Различие заключается только в ориентации поперечных элементов относительно своих продольных осей. В этих рамах (рис. 11, *г* и *ж*) поперечные элементы расположены так, как показано на рис. 11, *а* и *д* при  $e=0$ . При этом напряженно-деформированные состояния рам резко различаются. В раме на рис. 11, *г* стержни находятся в условиях стесненного кручения, а в раме на рис. 11, *ж* — в условиях чистого кручения. Это объясняется тем, что в первом случае наблюдается кинематическое несоответствие продольных перемещений точек крайнего сечения поперечного элемента и поперечных перемещений соответствующих точек продольного элемента. Во втором случае эти перемещения находятся в кинематическом соответствии [12].

**Использование ЭВМ при расчете систем методом сил.** Существует универсальный алгоритм метода сил, который в матричном представлении хорошо приспособлен для применения ЭВМ [22, 25]. На рис. 12 представлена укрупненная блок-схема программы, соответствующей этому алгоритму.

Вначале осуществляется ввод общих данных:

$M$  — число элементов системы;

$N$  — число неизвестных;

$T$  — число вариантов внешней нагрузки;

$H$  — число определяемых перемещений.

Вводятся также характеристики материала элементов:

$E$  — модуль продольной упругости (модуль Юнга);

$G$  — модуль сдвига.

В программе предусмотрено, что одновременно могут использоваться элементы, изготовленные из пяти различных материалов. При этом вводится пять пар значений  $E$  и  $G$ . После ввода общих данных производится их распечатка для контроля правильности.

Программа состоит из двух основных циклов.  
 Первый цикл — вычисление матрицы коэффициентов при неизвестных  $D$  и матрицы грузовых коэффициентов  $DP$  системы канонических уравнений метода сил

$$DX + DP = 0. \quad (12)$$

При этом используется поэлементный способ [22], в соответствии с которым матрицы  $D$  и  $DP$  определяются по формулам

$$D = \sum_{K=1}^M DK = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1,N} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2,N} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \delta_{N,1} & \delta_{N,2} & \dots & \delta_{N,N} \end{bmatrix};$$

$$DP = \sum_{K=1}^M DPK = \begin{bmatrix} \Delta_{11} & \Delta_{12} & \Delta_{1T} \\ \Delta_{21} & \Delta_{22} & \Delta_{2T} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ \Delta_{N,1} & \Delta_{N,2} & \Delta_{NT} \end{bmatrix}, \quad (13)$$

где  $DK$  и  $DPK$  — матрицы, полученные с учетом деформации  $K$ -го элемента системы.

Геометрический смысл канонических уравнений заключается в равенстве нулю перемещений по направлению удаленных связей.

Элементы матрицы  $D$  размерностью  $N \times N$  представляют собой перемещения по направлению удаленных связей от единичных неизвестных. Матрицу  $D$  называют матрицей единичных перемещений, или матрицей податливости основной системы. Элементы матрицы  $DP$  размерностью  $N \times T$  представляют собой перемещения по направлению удаленных связей от  $T$  вариантов внешних нагрузок. Матрицу называют матрицей грузовых перемещений.

Таким образом, расчет систем по методу сил заключается в определении перемещений по направлению удаленных связей от единичных неизвестных и внешних нагрузок. Физический смысл поэлементного способа определения матриц  $D$  и  $DP$  заключается в том, что любое перемещение представляет собой сумму перемещений, связанных с деформацией каждого элемента системы.

Матрицы  $DK$  и  $DPK$  вычисляются по методу Максвелла — Мора путем «перемножения» усилий, действующих на  $K$ -й элемент от каждой из единичных неизвестных и от внешних нагрузок по следующим формулам:

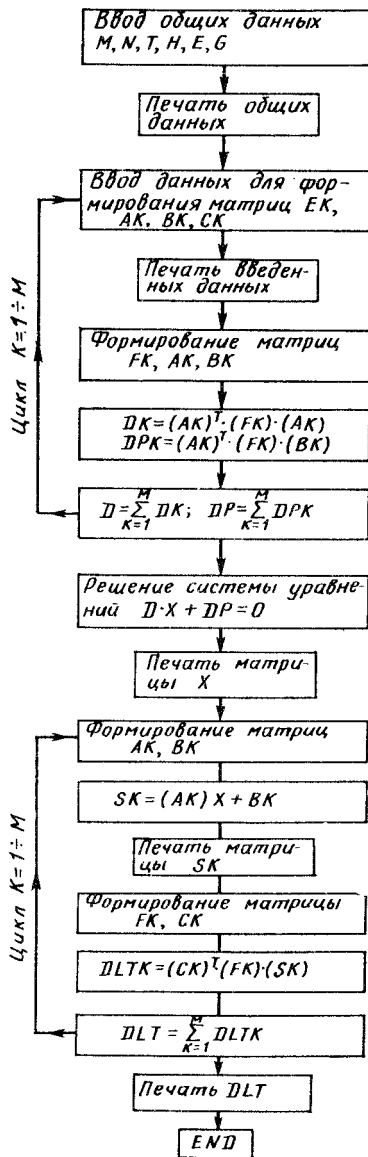


Рис. 12. Блок-схема программы расчета статически неопределимых систем по методу сил

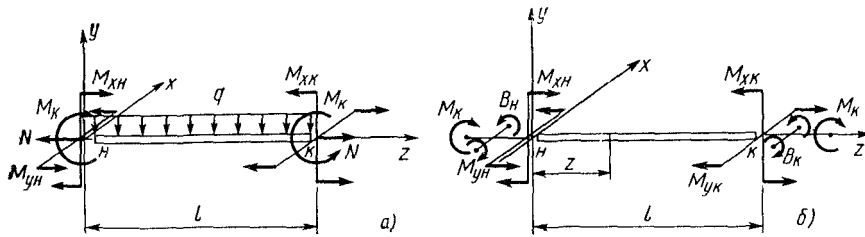


Рис. 13. Элементы стержня:  
а — сплошного сечения; б — открытого профиля

$$\begin{aligned}
 DK &= (AK)^T (FK) (AK); \\
 (N \times N) (N \times M1) (M1 \times M1) (M1 \times N) \\
 DPK &= (AK)^T (FK) (BK). \\
 (N \times T) (N \times M1) (M1 \times M1) (M1 \times T)
 \end{aligned} \tag{14}$$

Под обозначениями матриц в скобках поставлены размерности матриц. М1 — число усилий, действующих на элемент.

Из рис. 12 и выражений для  $D$  и  $DP$  понятна организация первого цикла программы. Последовательно для каждого элемента, начиная с первого, вводятся данные для формирования матриц  $FK$ ,  $AK$ ,  $BK$ ,  $CK$ .

В программе могут быть использованы элементы различных типов. Например, стержневой элемент ( $TIP=1$ ), рис. 13, а, и пространственный элемент тонкостенного стержня ( $TIP=2$ ), рис. 13, б. Используя стержневой элемент ( $TIP=1$ ), можно рассчитывать любые плоские и пространственные системы из стержней сплошного поперечного сечения, а используя пространственный элемент ( $TIP=2$ ), можно рассчитывать конструкции, моделируемые тонкостенными стержнями от любых видов нагружения.

Матрица податливости стержневого элемента ( $TIP=1$ ) имеет вид

$$FK = \begin{bmatrix} f_k & & & 0 \\ & f_x & & \\ & & f_y & \\ 0 & & & f_z \end{bmatrix} (7 \times 7), \tag{15}$$

где

$$f_k = \frac{l}{GI_k}; \quad f_x = \frac{l}{24EI_x} \begin{bmatrix} 8 & 4 & l^2 \\ 4 & 8 & l^2 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$f_y = \frac{l}{6EI_y} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}; \quad f_z = \frac{l}{EF}.$$

Матрица податливости пространственного элемента ( $TIP=2$ ) имеет вид

$$FK = \begin{bmatrix} f_\omega & & & 0 \\ & f_x & & \\ & & f_y & \\ 0 & & & \end{bmatrix} (7 \times 7), \tag{16}$$

где матрица  $f_\omega$  имеет вид (9);  $f_x = \frac{l}{6EI_x} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$ ;  $f_y = \frac{l}{6EI_y} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$ .

Для построения матрицы должны быть введены следующие переменные:

для стержневого элемента ( $TIP=1$ )  $TIP$ ,  $MTK$ ,  $IK$ ,  $IX$ ,  $IY$ ,  $F$ ,  $L$ ,  $TIP$  определяет тип элемента;  $MTK$  — метка материала (в соответствии с меткой из массива используемых материалов выбираются значения  $E$  и  $G$ );  $IK$ ,  $IX$ ,  $IY$ ,  $F$  — геометрические характеристики поперечного сечения;  $L$  — длина элемента; для пространственного элемента ( $TIP=1$ )  $TIP$ ,  $MTK$ ,  $IK$ ,  $IS$ ,  $IW$ ,  $IX$ ,  $IY$ ,  $L$ . Могут вводиться только те геометрические характеристики поперечных сечений элемента, которые соответствуют виду его нагружения. Например, если элемент работает только на растяжение-сжатие, то вводится только площадь поперечного сечения  $F$ ; при этом в матрице  $FK$  (15) матрицы  $f_x$ ,  $f_y$  обнуляются.

В качестве данных для расчета должны быть введены ненулевые значения усилий, возникающих в концевых сечениях элементов от единичных неизвестных, внешних нагрузок и единичных нагрузок, прикладываемых к основной системе при определении перемещений. На основании этих данных для каждого элемента формируются матрицы усилий  $AK$ ,  $BK$ ,  $CK$ :

$$AK = [A1, A2, \dots, AJ, \dots, AN] (M1 \times N);$$

$$BK = [B1, B2, \dots, BJ, \dots, BT] (M1 \times T);$$

$$CK = [C1, C2, \dots, CJ, \dots, CH] (M1 \times H),$$

где  $AJ$  — вектор-столбец усилий, возникающих в концевых сечениях элемента от  $X_j=1$ ;  $BJ$  — вектор-столбец усилий и непосредственно действующих на элемент нагрузок в  $j$ -м варианте нагружения;  $CJ$  — вектор-столбец усилий, возникающих в элементе от  $j$ -й единичной нагрузки, приложенной к основной системе при определении  $j$ -го перемещения.

Для стержневого элемента ( $TIP=1$ ) векторы усилий имеют вид

$$AJ = \{\bar{M}_{kj}, \bar{M}_{x_{nj}}, \bar{M}_{x_{kj}}, 0, \bar{M}_{y_{nj}}, \bar{M}_{y_{kj}}, \bar{N}_j\};$$

$$BJ = \{M_{kj}, M_{x_{nj}}, M_{x_{kj}}, q_j, M_{y_{nj}}, M_{y_{kj}}, N_j\}.$$

Вектор  $CJ$  аналогичен вектору  $AJ$ .

Для пространственного элемента ( $TIP=2$ ) векторы усилий имеют вид

$$AJ = \{\bar{B}_{nj}, \bar{B}_{kj}, \bar{M}_{kj}, \bar{M}_{x_{nj}}, \bar{M}_{x_{kj}}, \bar{M}_{y_{nj}}, \bar{M}_{y_{kj}}\};$$

$$BJ = \{B_{nj}, B_{kj}, M_{kj}, M_{x_{nj}}, M_{x_{kj}}, M_{y_{nj}}, M_{y_{kj}}\}.$$

Вектор  $CJ$  аналогичен вектору  $AJ$ .

Вводятся только ненулевые элементы векторов с указанием номера вектора. Для вектора  $AJ$  это номер единичного неизвестного, для вектора  $BJ$  — номер варианта нагружения и для вектора  $CJ$  — номер определяемого перемещения.

Таким образом, в первом цикле программы (см. рис. 12) ведется поэлементное построение матриц  $D$  и  $DP$ . В данный момент вводится и обрабатывается информация, относящаяся только к одному элементу системы. Оперативная память ЭВМ расходуется только на хранение расширенной матрицы системы канонических уравнений, а эта информация является минимально необходимой.

После завершения первого основного цикла программы получается система канонических уравнений метода сил. Она представляет собой систему линейных алгебраических уравнений, которая решается с использованием двух подпрограмм. Первая подпрограмма обращает матрицу  $D$ . Вторая подпрограмма получает матрицу неизвестных, используя обращенную матрицу  $D$  и матрицу  $DP$ .

В результате решения системы (31) определяется матрица неизвестных размерностью  $N \times T$ :

$$X = \begin{bmatrix} X_{11} & X_{12} & \dots & X_{1,T} \\ X_{21} & X_{22} & \dots & X_{2,T} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ X_{N,1} & X_{N,2} & & X_{N,T} \end{bmatrix}.$$

Каждый столбец этой матрицы представляет собой значения  $N$  неизвестных для одного из  $T$  вариантов внешней нагрузки.

Столбцы матрицы  $X$  последовательно распечатываются с обозначением варианта нагружения.

Второй основной цикл программы (см. рис. 12) обеспечивает определение суммарных усилий и перемещений. Для каждого элемента определяется матрица  $SK$  суммарных усилий, действующих в элементе рассчитываемой системы,

$$SK = (AK)X + BK.$$

Перед этим формируются матрицы  $AK$  и  $BK$  с использованием информации, хранящейся в памяти.

Матрица  $SK$  размерностью  $M1 \times T$  имеет вид

$$SK = [S1, S2, \dots, SJ, \dots, ST],$$

где  $SJ$  — вектор суммарных усилий, действующих на  $K$ -й элемент при  $j$ -м варианте нагружения.

Для каждого типа элемента вид вектора  $SJ$  аналогичен виду вектора  $BJ$ . Элементы каждого вектора матрицы  $SK$  последовательно распечатываются по столбцам с указанием варианта нагружения.

Матрица перемещений  $DLT$  определяется как сумма матриц перемещений  $DLTK$ , связанных с деформацией отдельных элементов системы:

$$DLT = \sum_{K=1}^M DLT_K.$$

Матрица  $DLTK$  определяется по формуле

$$DLTK = (CK)^T (FK) (SK), \\ (H \times T) (H \times M1) (M1 \times M1) (M1 \times T)$$

где матрицы  $CK$  и  $FK$  предварительно формируются в машине с использованием информации, хранящейся в памяти.

Матрица  $DLT$  размерностью  $H \times T$  имеет вид

$$DLT = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} \dots \delta_{1T} \\ \delta_{21} & \delta_{22} \dots \delta_{2T} \\ \vdots & \vdots \quad \vdots \\ \delta_{H1} & \delta_{H2} \dots \delta_{HT} \end{bmatrix}.$$

Каждый столбец этой матрицы представляет собой  $H$  перемещений от каждого из  $T$  вариантов внешней нагрузки. Элементы каждого столбца последовательно печатаются с указанием варианта нагружения.

По полученной матрице  $SK$  с использованием известных формул могут быть определены напряжения в произвольной точке элемента. Например, нормальные напряжения в пространственном элементе ( $TIP=2$ )

$$\sigma = \frac{M_x}{I_x} y + \frac{M_y}{I_y} x + \frac{B_\omega}{I_\omega} \omega, \quad (17)$$

где  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $B_\omega$  — внутренние силовые факторы в произвольном сечении элемента, которые могут быть вычислены по значениям соответствующих усилий, действующих в концевых сечениях (матрица  $S$ ). Например,  $M_x = M_{xH} + (M_{xK} - M_{xH})z/l$  ( $z$  — расстояние рассматриваемого сечения элемента относительно начального сечения, рис. 13,  $a$ ).  $B_\omega$  определяется по формуле (6);  $x$ ,  $y$ ,  $\omega$  — координаты точки, в которой определяется напряжение.

Касательные напряжения

$$\tau = \frac{M_c \delta}{I_K} + \frac{M_\omega S_\omega^*}{I_\omega \delta},$$

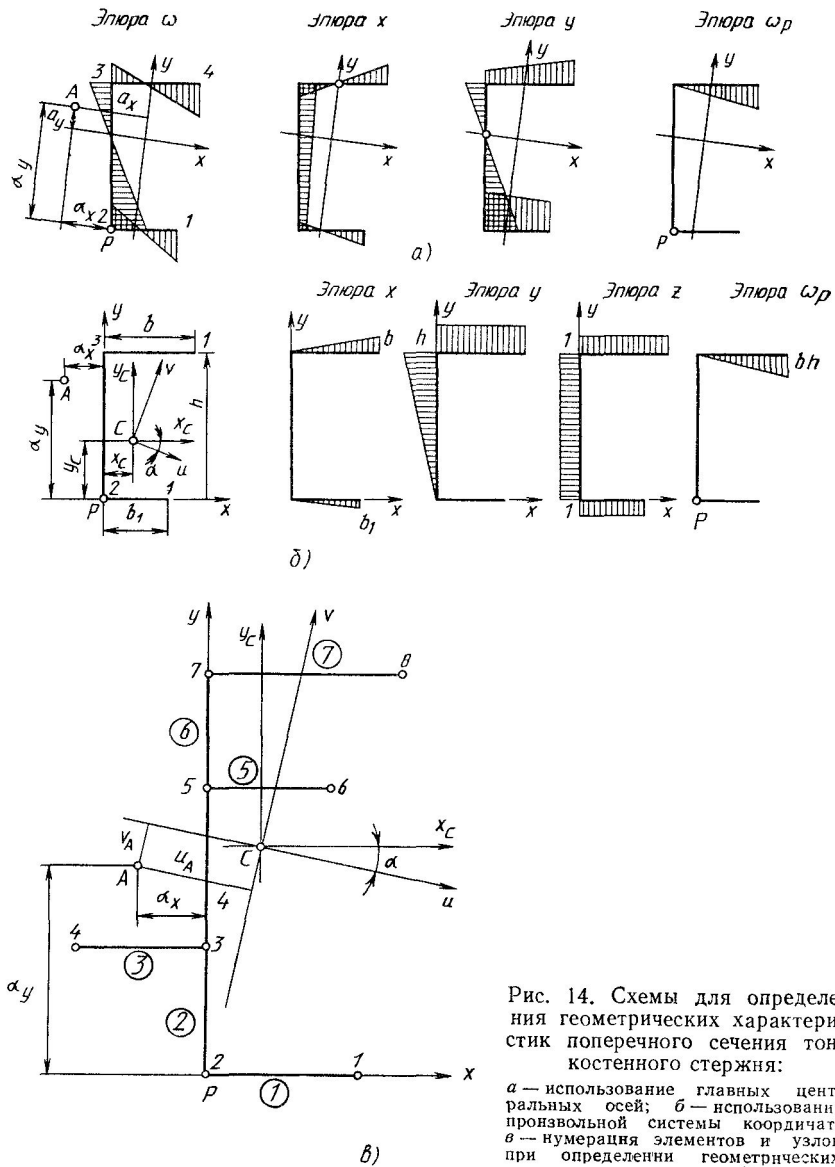


Рис. 14. Схемы для определения геометрических характеристик поперечного сечения тонкостенного стержня:  
*a* — использование главных центральных осей; *б* — использование произвольной системы координат; *в* — нумерация элементов и узлов при определении геометрических характеристик на ЭВМ

где  $M_c$  и  $M_\omega$  определяются по формулам (6). В большинстве случаев влиянием касательных напряжений на напряженное состояние тонкостенного стержня в опасной точке можно пренебречь.

**Определение геометрических характеристик сечений тонкостенных стержней.** Известно два способа определения геометрических характеристик сечений тонкостенных стержней.

По первому способу последовательность действий следующая.

1. Определяют положение главных центральных осей сечения и моменты инерции относительно этих осей  $I_x$  и  $I_y$ .

2. Определяют секториально-линейные моменты относительно главных центральных осей и произвольного полюса  $P$ :  $\int_F x\omega_P dF$  и  $\int_F y\omega_P dF$ . Для этого должны быть построены и соответствующим образом перемножены эпюры  $x$ ,  $y$  и  $\omega_P$  (рис. 14, а).

3. Находят координаты центра изгиба  $A$  относительно произвольного полюса  $P$ :  $\alpha_x = -\int_F x\omega_P dF / I_x$ ;  $\alpha_y = \int_F y\omega_P dF / I_y$ .

4. Находят положение главной нулевой секториальной точки.

5. Строят эпюры главных секториальных координат  $\omega$ .

6. Находят секториальный момент инерции  $I_\omega$ . Для этого перемножают эпюру  $\omega$  саму на себя.

По второму способу — способу интегрирования произвольных эпюр последовательность действий следующая.

1. Определяют положение центра изгиба и нулевой секториальной точки из решения системы трех уравнений, которые могут быть записаны в форме системы трех канонических уравнений метода сил:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{1P} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{2P} &= 0; \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{3P} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

В этих уравнениях неизвестными являются  $X_1 = \alpha_y$ ;  $X_2 = -\alpha_x$  — координаты центра изгиба в произвольной системе координат  $x$ ,  $y$  (рис. 14, б);  $X_3 = \beta$  характеризует положение нулевой секториальной точки.

Коэффициенты уравнений определяют перемножением соответствующих произвольных эпюр  $x$ ,  $y$ ,  $z$  и  $\omega_P$  (рис. 14, б). Эпюра  $z$  всегда единичная:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} &= \int_F x^2 dF = I_y; & \delta_{22} &= \int_F y^2 dF = I_x; & \delta_{33} &= \int_F z^2 dF = F; \\ \delta_{12} = \delta_{21} &= \int_F xy dF = I_{xy}; & \delta_{1P} &= \delta_{31} = \int_F zx dF = S_y; \\ \delta_{23} = \delta_{32} &= \int_F zy dF = S_x; & \delta_{1P} &= \int_F \omega_P x dF = S_{\omega y}; \\ \delta_{2P} &= \int_F \omega_P y dF = S_{\omega x}; & \delta_{3P} &= \int_F \omega_P z dF = S_\omega. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

2. Находят главные секториальные координаты характерных точек сечений:

$$\omega = \alpha_y x - \alpha_x y + \beta z + \omega_P; \quad (20)$$

3. Определяют секториальный момент инерции:

$$I_\omega = \alpha_y \delta_{1P} - \alpha_x \delta_{2P} + \beta \delta_{3P} + \int_F \omega_P^2 dF. \quad (21)$$

4. Используя коэффициенты (19) и известные формулы сопротивления материалов, вычисляют положение центра тяжести, положение главных центральных осей и моментов инерции относительно них:

а) положение центра тяжести относительно произвольных осей  $x, y$  (рис. 14, б)

$$x_c = \delta_{13}/\delta_{33}; \quad y_c = \delta_{23}/\delta_{33}; \quad (22)$$

б) осевые и центробежные моменты инерции относительно центральных осей  $x_c, y_c$ , параллельных произвольным осям  $x, y$ ,

$$I_{x_c} = \delta_{22} - 2y_c\delta_{23} + y_c^2\delta_{33};$$

$$I_{y_c} = \delta_{11} - 2x_c\delta_{13} + x_c^2\delta_{33}; \quad (23)$$

$$I_{x_c y_c} = \delta_{12} - x_c\delta_{23} - y_c\delta_{13} + x_c y_c \delta_{33};$$

в) положение главных центральных осей  $u, v$  относительно осей  $x_c, y_c$  (рис. 14, б):

$$\operatorname{tg} 2\alpha = 2I_{x_c y_c} / (I_{y_c} - I_{x_c}); \quad \alpha = 0,5 \operatorname{arctg} 2\alpha; \quad (24)$$

г) моменты инерции относительно главных центральных осей:

$$I_{u,v} = (I_{x_c} + I_{y_c})/2 \pm \sqrt{[(I_{x_c} - I_{y_c})/2]^2 + I_{x_c y_c}^2}. \quad (25)$$

Второй способ применять более рационально, особенно для сложных несимметричных сечений, так как для определения секторных характеристик нет необходимости находить положение главных центральных осей, а достаточно использовать произвольные эпюры.

Для примера можно определить геометрические характеристики сечения постоянной толщиной  $\delta$  (рис. 14, б) при  $h=18$  см;  $b=9$  см;  $b_1=6$  см.

По формулам (19), переминая соответствующие эпюры координат по способу Верещагина, находят коэффициенты системы уравнений (18):

$$\delta_{11} = \delta \left( \frac{1}{3} b^3 + \frac{1}{3} b_1^3 \right) = 315\delta; \quad \delta_{22} = \delta \left( \frac{h^3}{3} + h^2 b \right) = 4860\delta;$$

$$\delta_{33} = \delta (b + b_1 + h) = 33\delta; \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \delta \frac{b^2 h}{2} = 729\delta;$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \delta \left( \frac{b^2}{2} + \frac{b_1^2}{2} \right) = 58,5\delta;$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \delta \left( \frac{h^2}{2} + hb \right) = 324\delta;$$

$$\delta_{1P} = -\delta \frac{b^3 h}{3} = -437\delta; \quad \delta_{2P} = -\delta \frac{b^2 h^2}{2} = -13122\delta; \quad \delta_{3P} = -\delta \frac{b^2 h}{2} = -729\delta.$$

Из решения системы (18)  $X_1=12,1$ ;  $X_2=1,49$ ;  $X_3=-9,15$  или  $\alpha_y=12,1$  см;  $\alpha_x=-1,49$  см;  $\beta=-9,15$  см<sup>2</sup>.

Главные секторные координаты четырех точек сечения (рис. 14, а) определяются по формуле (20):

$$\omega_1 = 12,1 \cdot 6 - (-1,49) \cdot 0 - 9,15 \cdot 1 + 0 = 63,45 \text{ см}^2;$$

$$\omega_2 = -9,15 \text{ см}^2; \quad \omega_3 = -(-1,49) \cdot 18 - 9,15 = 17,67 \text{ см}^2;$$

$$\omega_4 = 12,1 \cdot 9 - (-1,49) \cdot 18 - 9,15 \cdot 1 - 162 = -35,43 \text{ см}^2.$$

Секторный момент инерции подсчитывают по формуле (21):

$$I_{\omega} = 12,1(-437\delta) - (-1,49)(-13122\delta) + (-9,15)(-729\delta) + \frac{162^2 \cdot 9}{3} = 12925\delta.$$

Координаты центра тяжести находят по формулам (22):

$$x_c = 1,77 \text{ см}; \quad y_c = 9,82 \text{ см}.$$

По формулам (23) рассчитывают моменты инерции относительно центральных осей  $x_c y_c$ :

$$I_{x_c} = 4860\text{в} - 2 \cdot 9,82 \cdot 324\text{в} + 9,82^2 \cdot 33\text{в} = 1679\text{в};$$

$$I_{y_c} = 315\text{в} - 2 \cdot 1,77 \cdot 58,5\text{в} + 1,77^2 \cdot 33\text{в} = 217\text{в};$$

$$I_{x_c y_c} = 729\text{в} - 1,77 \cdot 324\text{в} - 9,82 \cdot 58,5\text{в} + 1,77 \cdot 9,82 \cdot 33\text{в} = 154,6\text{в}.$$

По формулам (24) определяют положение главных центральных осей:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2 \cdot 154,6\text{в}}{217\text{в} - 1679\text{в}} = -0,2115; \quad \alpha \approx -6^\circ.$$

По формуле (25) находят моменты инерции относительно главных центральных осей:

$$I_{u,v} = \frac{1679\text{в} + 217\text{в}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1679\text{в} - 217\text{в}}{2}\right)^2 + (154,6\text{в})^2} =$$

$$= 948\text{в} \pm 747\text{в};$$

$$I_u = 1695\text{в}; \quad I_v = 201\text{в}.$$

#### Определение геометрических характеристик сечений с использованием ЭВМ.

Как уже отмечалось, система уравнений способа интегрирования произвольных эпюр аналогична системе канонических уравнений метода сил (12). Поэтому матрицы коэффициентов могут быть получены по формулам (13) и (14) с использованием поэлементного способа. Только в данном случае под  $k$ -м элементом понимается прямолинейный участок сечения. Таких участков может быть  $m$ .

В формулах (14)  $AK$  это матрица линейных координат концевых точек элемента относительно произвольной системы координат  $x, y$  (рис. 14, б и в):

$$AK = \begin{bmatrix} x_n & y_n & z_n \\ x_k & y_k & z_k \end{bmatrix}.$$

Во всех случаях принимается  $z_n = z_k = 1$ .

$BK$  — матрица секториальных координат с произвольным полюсом  $P$ :

$$BK = \begin{bmatrix} \omega_{pn} \\ \omega_{pk} \end{bmatrix}.$$

Секториальные координаты могут вычисляться расчетчиком, а могут быть вычислены с использованием линейных координат в ЭВМ:

$$\omega_{pk} = \omega_{pn} + \Delta\omega_p; \quad (26)$$

$$\Delta\omega_p = x_n y_k - y_n x_k.$$

Начало координат  $xu$  и полюс  $P$  должны быть совмещены. Определение секториальных координат начинается с элемента, у которого  $\omega_{pn} = 0$ .

Таким образом, полная матрица координат имеет вид

$$[AK \setminus BK] = \begin{bmatrix} x_n & y_n & 1 & \omega_{pn} \\ x_k & y_k & 1 & \omega_{pk} \end{bmatrix}. \quad (27)$$

Матрица  $FK$  в формулах (14) имеет вид

$$FK = \frac{\delta_k l_k}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix},$$

где  $\delta_k$  — толщина элемента;  $l_k = \sqrt{(x_k - x_n)^2 + (y_k - y_n)^2}$  — длина элемента.

При последовательном формировании матриц  $FK$  и  $[AK \{ BK ]$  по формулам (13) получаются матрицы  $D$  и  $DP$ .

Решение системы трех уравнений позволяет найти вектор неизвестных:

$$X = \{a_y - a_x \beta\}.$$

Дополнив этот вектор единичным элементом, получим вектор  $\bar{X}$ :

$$\bar{X} = \{a_y - a_x \beta, 1\}.$$

В соответствии с формулой (20) находим главные секториальные координаты концов каждого элемента:

$$\omega_{(k)} = [AK \{ BK ] \bar{X} = \{\omega_n \omega_k\}.$$

В соответствии с формулой (21), используя поэлементный подход, определяем секториальный момент инерции всего сечения:

$$I_\omega = \bar{X} \sum_{k=1}^m [AK \{ BK ]^T FK \cdot BK.$$

Остальные геометрические характеристики определяются по формулам (22) — (25) с использованием элементов матриц  $D$  и  $DP$ .

Более подробно приведенный выше алгоритм рассмотрим на конкретном примере (рис. 14,  $\theta$ ). В качестве исходной должна быть введена следующая информация:  $m=7$  — число элементов сечения (прямолинейных участков постоянной толщины);  $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_7$  — толщина участков;  $x_1, y_1, x_2, y_2, \dots, x_7, y_7$  — массив линейных координат узлов (концевых точек элементов). Для формирования полной матрицы координат (27) каждого элемента необходимо определить соответствие между элементами и узлами. Это осуществляется с помощью матрицы индексов размерностью  $2 \times m$ . Номера столбцов соответствуют номерам элементов, а числа, представленные в первой и второй строках, определяют номера начальных и конечных узлов, принадлежащих этим элементам.

Для сечения (рис. 14,  $\theta$ ) матрица индексов имеет вид:

Номер элемента . . . . .	1	2	3	4	5	6	7
Начало элемента (н)	1	2	3	3	5	5	7
Конец элемента (к)	2	3	4	5	6	7	8

Нумерация элементов (на рис. 14 дана цифрами в кружках) и узлов должна быть такой, чтобы номер начального узла каждого последующего элемента уже встречался среди узлов предыдущих элементов.

Матрица индексов строится последовательным вводом двух чисел для каждого элемента. Первое число означает номер начального узла, а второе число — номер конечного узла. В соответствии с этими числами из массива линейных координат выбираются координаты узлов, которые принимаются за координаты начала и конца элемента при построении матрицы  $AK$ . Секториальная координата начального узла  $K$ -го элемента должна быть известна из определения секториальных координат предыдущих элементов. Для первого элемента, как уже отмечалось, секториальная координата начала должна равняться нулю. Тогда секториальная координата конечного узла  $K$ -го элемента определяется формулами (26) по известным линейным координатам концов этого элемента. Например, для элемента 4, используя матрицу индексов, определяют

$$\begin{aligned} x_n &= x_3; & y_n &= y_3; & x_k &= x_5; \\ y_k &= y_5; & \omega_n &= \omega_3; & \omega_k &= \omega_5; \\ \omega_5 &= \omega_3 + \Delta\omega; & \Delta\omega &= x_3 y_5 - y_3 x_5. \end{aligned}$$

Значение  $\omega_3$  известно из аналогичного определения секториальной координаты конечного узла элемента 2. Остальные этапы алгоритма просты для реализации на ЭВМ.

Остановимся только на определении координат узлов относительно главных центральных осей сечения. Эти координаты можно определить, используя формулу преобразования координат

$$[u_i v_i] = [x_i - x_c \ y_i - y_c] L,$$

где  $u_i v_i$  — координаты  $i$ -го узла относительно главных центральных осей сечения (рис. 14, в);  $x_i y_i$  — координаты  $i$ -го узла относительно произвольных осей;  $x_c y_c$  — координаты центра тяжести сечения относительно произвольных осей

$(x, y)$ ;  $L = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}$  — матрица преобразования координат при повороте осей. Угол  $\alpha$  определяется по формуле (24).

Аналогично определяются координаты центра изгиба  $A$  относительно главных центральных осей;

$$[u_A v_A] = [x_A - x_c \ y_A - y_c] L.$$

Проверкой расчета является равенство нулю секториально-линейных статических моментов сечения  $S_{\omega u}$  и  $S_{\omega v}$  относительно главных центральных осей и главных секториальных координат:

$$\sum_{k=1}^m \omega_k^T (FK) (CK) = [S_{\omega u} \ S_{\omega v}],$$

где  $CK = \begin{bmatrix} u_k & v_k \\ u_k & v_k \end{bmatrix}$  — матрица линейных координат концевых точек элемента относительно главных центральных осей формируется аналогично матрице  $AK$  по координатам узлов с использованием матрицы индексов. Геометрические характеристики часто встречающихся простых сечений могут быть определены по формулам, приведенным в таблице.

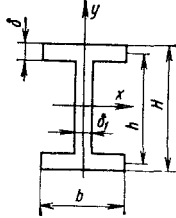
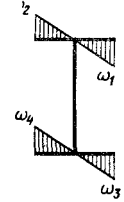
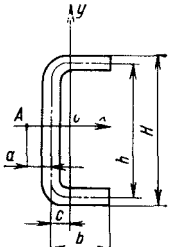
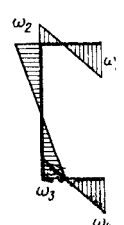
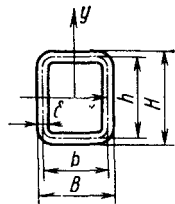
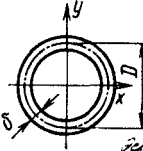
#### 4. ПОГРЕШНОСТИ ВЫЧИСЛЕНИЯ ВНУТРЕННИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТАХ НЕСУЩИХ СИСТЕМ

Эффективность оценки усилий в стержневых элементах несущих систем по данным тензометрических исследований решением системы линейных уравнений (38) в большой мере определяется точностью получаемых значений. На точность определения усилий согласно выражению (40) влияют: погрешности замера напряжений и определения матрицы коэффициентов при неизвестных усилиях, а также сами значения этих коэффициентов и определяемых усилий. В свою очередь, погрешности замера напряжений связаны с систематическими и случайными погрешностями самого процесса измерения деформаций, а также несоответствием полученных напряжений их номинальным значениям. Кроме того систематические погрешности измерений можно подразделить на обусловленные классом точности измерительной аппаратуры и качеством тензометрических датчиков.

Достаточная ясность в анализе причин появления, оценке значений и их снижении имеется только относительно погрешностей, связанных с ошибками определения коэффициентов при неизвестных усилиях в системе (38), и систематических погрешностей измерений, связанных с классом измерительной аппаратуры. Первые определяются точностью замера координат установки датчиков и подсчета по ним значений секториальных координат.

Достаточно ясны причины появления и некоторых других погрешностей вычисления усилий. Так, чем больше замеренные напряжения отличаются от номинальных, определяемых формулой (39), тем больше будут погрешности. Поэтому для снижения этих погрешностей датчики необходимо устанавливать вне зон с высокими концентрациями напряжений. Такие зоны и их границы можно оценить более детальными тензометрическими исследованиями или предварительными расчетами отдельных узлов. Некоторые рекомендации по местам установки датчиков на тонкостенных элементах несущих систем с целью снижения таких погрешностей даны ниже.

Геометрические характеристики профилей

Профиль	Секториальные координаты	Формулы для определения геометрических характеристик
		$F = h\delta_1 + 2b\delta - \delta\delta_1; W_y = \frac{\delta b^2}{3}; c = 0;$ $I_x = \frac{h^2}{12} (h\delta_1 + 6b\delta);$ $I_{кр} = \frac{1}{3} (h\delta_1^3 + 2b\delta^3); W_x = \frac{h^2}{6H} (h\delta_1 + 6b\delta);$ $W_{кр} = \frac{I_{кр}}{\delta_{max}}; I_y = \frac{\delta b^3}{6}; \omega_{1,4} = -\omega_{2,3} = -\frac{bh}{4}; I_\omega = \frac{\delta b^3 h^2}{24}$
		$F = \delta(h + 2b); W_y = \frac{\delta b^2}{3} \frac{2h + b}{h + b};$ $c = \frac{b^2}{h + 2b}; I_x = \frac{\delta h^2}{12} (h + 6b);$ $I_{кр} = \frac{1}{3} \delta^3 (h + 2b); W_x = \frac{\delta h^2}{6H} (h + 6b);$ $W_{кр} = \frac{\delta^2}{3} (h + 2b); I_y = \frac{\delta b^3}{3} \frac{2h + b}{h + 2b};$ $a = \frac{3b^2}{h + 6b}; \omega_1 = -\omega_4 = -\frac{bh(h + 3b)}{2(h + 6b)};$ $\omega_2 = -\omega_3 = \frac{3b^2 h}{2(h + 6b)}; I_\omega = \frac{\delta h^2 b^3}{12} \frac{(2h + 3b)}{(h + 6b)}$
		$F = 2\delta(h + b); W_y = \frac{\delta b^2}{3B} (b + 3h); c = 0;$ $I_x = \frac{\delta h^2}{6} (h + 3b); I_{кр} = \frac{2\delta b^2 h^2}{b + h};$ $W_x = \frac{\delta h^2}{3H} (h + 3b); W_{кр} = 2\delta b h;$ $I_y = \frac{\delta b^2}{6} (b + 3h)$
		$F = \pi D \delta; W_x = \frac{\pi D^3 \delta}{4(D + \delta)}; c = 0;$ $I_x = \frac{\pi D^3 \delta}{8}; I_{кр} = \frac{\pi D^3 \delta}{4}; W_y = \frac{\pi D^3 \delta}{4(D + \delta)};$ $W_{кр} = \frac{\pi D^2}{2}; I_y = \frac{\pi D^3 \delta}{8}$

Причины появления погрешностей, связанных с качеством тензорезистора, чаще всего бывают обусловлены естественным разбросом тензочувствительности датчика или некачественной его наклейкой. Снизить эти погрешности можно тарировкой каждого датчика по известным величинам деформации конструкции. Однако при тензометрических исследованиях несущих систем автомобилей-самосвалов чаще всего такие тарировки провести невозможно. Поэтому для выявления погрешностей, связанных с качеством тензорезистора, можно рекомендовать использование «избыточного» числа датчиков. Более подробно эти вопросы будут рассмотрены ниже. Следует отметить, что при таком подходе оцениваются совместно погрешности, связанные с отличием замеренных напряжений от их номинальных значений, т. е. суммарные погрешности, связанные с установкой датчиков.

**Погрешности вычисления усилий из-за плохой обусловленности системы линейных уравнений.** Наибольшие погрешности вычисления внутренних силовых факторов могут быть связаны с плохой обусловленностью системы линейных уравнений (38). Это приводит к тому, что при определенных соотношениях значений элементов матрицы  $[D]^{-1}$  и вектора  $\{P\}$  даже при малых погрешностях исходных данных  $\delta\{\delta\}$  и  $\delta[D]$  погрешности  $\delta\{P\}$  определения вектора  $\{P\}$  могут оказаться существенными.

Для наглядности рассмотрим такую систему линейных уравнений [25]:

$$\begin{vmatrix} 5 & 7 & 6 & 5 \\ 7 & 10 & 8 & 7 \\ 6 & 8 & 10 & 9 \\ 5 & 7 & 9 & 10 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 23 \\ 32 \\ 33 \\ 31 \end{vmatrix}.$$

Решением системы является вектор  $\{P\} = \{1, 1, 1, 1\}$ .

Эта система очень чувствительна к малейшим изменениям как коэффициентов матрицы  $[D]$ , так и свободных членов вектора  $\{\sigma\}$ . Если в матрице коэффициентов  $[D]$  вместо  $d=5$  взять  $d_{11}=4,99$ , то  $\{P\} = \{-173,19; -2,17; 0,28; 1,32\}$ . Если незначительно изменить свободные члены  $\{\sigma\} = \{23,1; 31,9; 32,9; 31,1\}$ , то  $\{P\} = \{14,6; -7,2; -2,5; 3,1\}$ .

Признаком плохой обусловленности системы являются близкие к нулю значения определителя матрицы  $[D]$ .

Часто меру обусловленности характеризуют числом, выраженным через нормы или через собственные значения  $\lambda$  матрицы  $[D]$ :  $\nu = \max|\lambda_D|/\min|\lambda_D|$ . Чем больше  $\nu$ , тем хуже обусловлена система. Обычно  $\nu \approx 10^3 \div 10^4$  уже обозначает плохую обусловленность.

В практических расчетах этой мерой плохой обусловленности трудно пользоваться, так как для проверки надо находить собственные значения, что при плохо обусловленной матрице нелегко сделать. Более удобным является критерий

$$\bar{D} = \frac{\det D}{\sqrt{\prod_1^n \left( \sum_1^n a_{ij}^2 \right)}},$$

где  $\det D$  — определитель матрицы  $[D]$ ;  $a_{ij}$  — элемент  $i$ -й строки и  $j$ -го столбца этой матрицы. Значения  $\bar{D} > 0,05$  можно считать мерой хорошей обусловленности матрицы.

Вероятность ошибок при определении усилий из-за плохой обусловленности матрицы  $[D]$  можно уменьшить правильным «подбором» коэффициентов уравнений, т. е. расположением датчиков при проведении тензометрических исследований. В различных случаях нагружения конструкций и при различных формах поперечных сечений расположение датчиков, а также допустимые значения критериев  $\nu$  и  $\bar{D}$  могут различаться и определение их требует проведения дополнительных исследований в каждом конкретном случае.

**Оценка случайных погрешностей измерений деформаций.** Эффективность оценки случайных погрешностей измерений деформаций в большой мере опреде-

ляется степенью автоматизации процесса проведения замеров и обработки результатов тензометрических исследований. Для этой цели все шире используются специализированные информационно-измерительные системы (ИИС). Выбор ИИС определяется объемом и требуемой точностью проведения обработки замеров. В свою очередь, от типа используемого ИИС в большой мере зависит методика проведения исследований и обработки результатов.

Опыт проведения тензометрических исследований несущих систем грузовых автомобилей на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ показывает эффективность использования ИИС на базе микроЭВМ «Электроника ДЗ-28» и цифрового тензометрического моста ЦТМ-3 или ЦТМ-5 [3]. МикроЭВМ позволяет не только проводить первичную обработку результатов тензометрических исследований, но и реализовать алгоритм определения внутренних силовых факторов в сечениях. Приближение микроЭВМ к объекту испытаний позволяет значительно сократить время проведения испытаний и повысить качество получаемых результатов по сравнению со стационарными ЭВМ за счет уменьшения числа повторений замеров и возможности оперативного повторения заведомо ошибочных замеров.

Стендовые тензометрические исследования несущих систем проводятся многократным ( $n$  раз) повторением цикла опроса и записи показаний  $m$  резисторов последовательно при начальной и конечной нагрузках. Если бы число замеров  $n$  было весьма велико, то статистические характеристики случайной величины относительных изменений сопротивлений, которыми являются среднее арифметическое

$$\bar{\xi} = (1/n) \sum_{i=1}^n \xi_i \quad (1)$$

и эмпирическая дисперсия

$$S^2 = (1/n - 1) \sum_{i=1}^n (\xi_i - \bar{\xi})^2, \quad (2)$$

согласно закону больших чисел почти наверное мало отличались бы от математического ожидания  $M_{\xi}$  и дисперсии  $D_{\xi} = \sigma^2$  ( $\sigma$  — среднее квадратическое отклонение). Наиболее важные факторы распределения случайной величины: положение случайной величины и степень ее разбросанности характеризуют  $M_{\xi}$  и  $D_{\xi}$ .

При небольшом числе замеров статистические характеристики  $\bar{\xi}$  и  $S^2$  являются случайными, поэтому, в свою очередь, необходимо оценивать их точность и надежность, используя доверительные вероятности и доверительные границы [9]. В математической статистике этот вопрос решается следующим образом. Пусть  $\theta$  — неизвестный параметр распределения. По сделанной выборке находят числа  $\theta_1$  и  $\theta_2$  так, чтобы с доверительной вероятностью  $p_0$  параметр  $\theta$  находился в доверительном интервале  $\theta_1, \theta_2$ :

$$p[\theta < (\theta_1; \theta_2)] \geq p_0. \quad (3)$$

Доверительный интервал зависит от закона распределения  $\xi$ , от числа измерений  $n$ , а также от выбранной доверительной вероятности  $p_0$ . Оценку точности и надежности подходящих значений статистических характеристик относительных изменений сопротивлений тензорезисторов, основываясь на центральной предельной теореме теории вероятностей, проводят, принимая, что случайные величины замеров распределяются по нормальному (гауссову) закону.

Возможны два способа статистической обработки результатов тензометрических исследований. В первом способе замеры начальных и конечных нагрузок, соответственно  $x$  и  $y$ , рассматривают как независимые измерения, поэтому отдельно подсчитывают средние значения  $\bar{x}$  и  $\bar{y}$  и эмпирические дисперсии  $S_x^2$  и  $S_y^2$ , а затем вычисляют среднее значение  $\Delta = \bar{y} - \bar{x}$  и дисперсию  $S_{\Delta}^2 = S_x^2 + S_y^2$ .

Во втором способе непосредственно для каждого цикла нагружения, состоящего из начальной и конечной нагрузок, подсчитывают значения изменения сопротивления  $\Delta_i = y_i - x_i$ , а затем среднее значение  $\bar{\Delta}$  и эмпирическую дисперсию  $S_{\Delta}^2$ .

Чаще предпочтение отдают первому способу, не учитывая того, что второй способ можно в некоторой мере рассматривать как обработку результатов согласованных измерений, при которых дисперсия будет меньше, чем при независимых, поскольку она обусловлена только частью случайных факторов. Так, например, время проведения законченного замера, от которого зависит изменение сопротивления датчика при изменении температуры окружающей среды, напряжения питания аппаратуры и т. д., в первом способе в  $n$  раз больше, чем во втором. Также на разброс замеров во втором способе обработки меньше влияет непостоянство нагрузки за счет всевозможных «выборов» зазоров и возникновения сил трения. Кроме того, второй способ предпочтителен при обработке замеров в темпе проведения эксперимента при использовании ИИС на базе микроЭВМ.

С целью получения оценок дисперсии по большому объему выборки при малом числе циклов нагружения чаще всего используют групповой способ статистической обработки результатов измерений. Этот способ основывается на гипотезе равнозначности однотипных измерений для всей группы датчиков, расположенных в идентичных условиях. По условию равнозначности для каждого из датчиков в группе находится только оценка математического ожидания и только одна из всей группы групповая оценка дисперсии.

Однако такой подход вызывает возражения. Во-первых, заключение о равнозначности замеров различных датчиков можно сделать только после обработки результатов измерений. Во-вторых, этот способ не только не облегчает, но наоборот, затрудняет оценку достоверности замеров, так как значительные разбросы показаний отдельных датчиков в группе мало скажутся на общей дисперсии. Кроме того, реализация алгоритма групповой обработки на ЭВМ требует большей оперативной памяти и большего времени, чем при обработке показаний датчиков отдельно.

Оценку достоверности замеров можно повысить, если наряду с отдельной статистической обработкой показаний рабочих датчиков проводить групповую обработку эталонных датчиков (в качестве эталонных используют датчики, наклеенные на ненагруженные элементы аналогично компенсационным). Далее, проводя сравнение эмпирических дисперсий эталонных и рабочих датчиков с результатами предварительного многократного повторения опроса всех рабочих датчиков как эталонных, т. е. без нагружения конструкции, можно легко разбить рабочие датчики на группы, замеры деформаций для которых проведены с разной точностью. Такой подход позволяет оценить достоверность замеров каждого датчика и значительно облегчает анализ причин, приводящих к снижению точности замеров.

Обработку результатов замеров при многократном повторном «опросе» всех датчиков без нагружения конструкции проводят, полагая, что показания датчиков равнозначны.

По показаниям  $x_{ij}$  для каждого датчика вычисляют среднее показание  $\bar{x}_i$  по  $n$  замерам и подсчитывают разности  $\bar{\Delta}_{ij}$  их показаний со средними:

$$\Delta_{ij} = x_{ij} - \bar{x}_i. \quad (4)$$

Здесь  $i=1..m$  — номер датчика;  $j=1..n$  — номер замера.

Массив разностей  $\Delta_{ij}$  можно рассматривать как значения случайной величины  $\xi$ , для которой среднее арифметическое  $\bar{\Delta} = \frac{1}{mn} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \Delta_{ij} = 0$ , т. е. равно математическому ожиданию, и эмпирическая дисперсия

$$S_0^2 = \frac{1}{mn} \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n (\Delta_{ij})^2. \quad (5)$$

Среди замеров могут быть и грубо ошибочные, которые необходимо исключить, используя условие (3).

Если для всех измеряемых параметров

$$|\Delta_{ij}| \leq S_0 \alpha_1, \quad (6)$$

то с достоверной вероятностью  $p_0$  нет оснований считать одну из них грубо ошибочной. Оценку (6) удобно проводить не для всех измерений, а только для крайних (экстремальных) значений вариационного ряда

$$\Delta_1 \leq \Delta_2 \leq \Delta_3 \dots$$

Коэффициент  $\alpha_1(Q, n, \nu)$  выбирают из таблиц процентных точек наибольших отклонений [6]. Здесь  $Q$  — процентные точки статистики  $\xi(n, S)$ , связанные с доверительной вероятностью зависимостью  $p_0 = 1 - Q/200$ ;  $\nu = mn$  — объем выборки, для которой определяется групповая оценка  $S_0$ ;  $n$  — объем выборки для каждого канала (датчика).

Если какое-либо измерение не удовлетворяет условию (6), то его считают грубо ошибочным и отбрасывают. Далее необходимо пересчитать средние арифметические  $x_i$  и разности  $\Delta_{ij}$  (4) для каналов  $i = k$ , имеющих грубо ошибочные измерения, снова подсчитать  $S_0^2$  (5) и проверить условие (6). Процесс повторяется до тех пор, пока показания датчиков не будут содержать грубо ошибочных.

Если число исправлений на отдельных каналах мало, то такие грубо ошибочные измерения можно отнести за счет сбоев в ИИС. Если число исправлений на отдельном канале соизмеримо с  $n$ , то это указывает, что измерения на данном канале не равноточны остальным. Необходимо выявить и устранить причины, вызывающие искажения измерений, или исключить данный датчик из дальнейших замеров; можно также учитывать неравноточность замеров на данном канале при последующих измерениях.

Большое число исправлений на различных каналах, а также значительное превышение значения эмпирической дисперсии по сравнению с метрологическими характеристиками ИИС, указывают или на неисправность, или на некачественную установку и подключение датчиков.

Обработку результатов показаний эталонных датчиков при проведении тензометрических исследований проводят также групповым способом, рассмотренным выше. Качество работы измерительной системы можно оценить, сравнивая эмпирические дисперсии эталонных датчиков  $S_3^2$  с общей для всех датчиков групповой дисперсией  $S_0^2$ , полученной при многократном повторном «опросе» без нагружения конструкции

$$S_3^2/S_0^2 > a_2(Q; \nu_1; \nu_2). \quad (7)$$

Если условие (7) не удовлетворяется, то с достоверной вероятностью  $p_0$  можно полагать, что дисперсии  $\sigma_3$  и  $\sigma_0$  равны; нет оснований сомневаться в качестве работы измерительной аппаратуры.

Коэффициент  $a_2(Q, \nu_1, \nu_2)$  выбирают из таблиц процентных точек  $F$ -распределения [6].

Процентные точки  $Q$ -значимостей  $F$ -распределения связаны с надежностью  $p_0$  соотношением  $p_0 = 1 - Q/100$ ,  $a$  — степени свободы  $\nu_1 = m_3 2n$  и  $\nu_2 = mn$ .

Обработку замеров рабочих датчиков, как уже указывалось выше, проводят раздельно. Для каждого датчика подсчитывают разности между показаниями при конечной —  $y_j$  и начальной —  $x_j$  нагрузках для каждого цикла нагружения:

$$\Delta_j = y_j - x_j,$$

где  $j = 1 + n$  — номер цикла нагружения.

Затем для каждого рабочего датчика подсчитывают среднее арифметическое разностей

$$\bar{\Delta}_p = \frac{1}{n} \sum_1^n \Delta_j \quad (8)$$

Затем вычисляют эмпирическую дисперсию  $S_p^2$  согласно (2). Более достоверно оценить точность замеров для каждого рабочего датчика, как и для эталонных, можно, сравнив дисперсии

$$S_p^2/S_0^2 > a_3(Q; \nu_1; \nu_2). \quad (9)$$

Если условие (9) не удовлетворяется, то с вероятностью  $p_p$  нет оснований полагать, что дисперсии  $\sigma_p$ ,  $\sigma_3$  и  $\sigma_0$  не равны. Тогда для всех этих рабочих датчиков можно считать измерения равноточными:

$$\sigma_p \approx \sigma_3 \approx \sigma_0. \quad (10)$$

Коэффициент  $a_3(Q, \nu_1, \nu_2)$  также находят из таблиц процентных точек  $F$ -распределения [6], принимая  $\nu_1 = n-1$ ;  $\nu_2 = m$ .

Если условие (9) удовлетворяется, то оценивают  $\Delta_p^2$  на наличие грубо ошибочных измерений аналогично (6).

Если какая-либо из разностей не удовлетворяет условию (6), то соответствующие замеры считаются грубоошибочными, и разность отбрасывают. Далее снова подсчитывают среднее арифметическое по формуле (8) и эмпирическую дисперсию аналогично (2) при  $n_1 = n-1$ , снова проводят оценку (9) и т. д. Число таких циклов зависит от числа нагружения  $n$ . При  $n=3..4$  мало вероятно наличие более чем одной грубой ошибки.

Если после отбрасывания грубоошибочного измерения условие (9) не выполняется, то для этого рабочего датчика принимают равенство (10); если же условие (9) выполняется, то считают  $\sigma_p \approx S_p$ .

Доверительный интервал показаний датчиков лежит в пределах от  $a_5\sigma_p$  до  $a_5\sigma_p$  [ $a_5 = t(p_p, n/\sqrt{n})$ , а  $t(p_p, n)$  — квантиль Стьюдента].

Опыт проведения тензометрирования при испытаниях несущих систем грузовых автомобилей по предлагаемой методике и обработки результатов испытаний на основе рассмотренного алгоритма подтверждает их эффективность по выявлению грубоошибочных измерений. Чаще всего, после исключения этих измерений, для остальных замеров можно принять их равноточность.

**Оценка погрешностей от установки датчиков.** Необходимое число линейных уравнений, а следовательно, и достаточное число датчиков, которыми измеряются напряжения  $\{\sigma\}$ , определяются числом  $n$  неизвестных усилий внутренних силовых факторов. При измерении напряжений неизбежны погрешности эксперимента и влияния концентраций напряжений, поэтому вычисления, выполненные для сечений с необходимым числом датчиков, являются условными, так же как и сами значения напряжений, замеренные в отдельных точках.

Более достоверные значения внутренних силовых факторов с оценкой точности их определения можно получить, используя «избыточное» число датчиков  $m$  ( $m > n$ ) в сечении, т. е. решая переопределенную (несовместную) систему линейных уравнений. Решение такой системы, если перейти к векторным обозначениям, состоит в следующем: требуется найти такие числа  $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$ , для которых  $\xi_1 a_1 + \xi_2 a_2 + \dots + \xi_n a_n = b$ , где  $a_1, a_2, \dots, a_n$  и  $b$  — векторы в  $k$ -мерном пространстве, выбранные таким образом, чтобы компоненты вектора  $a_i$  совпадали с коэффициентами при  $p_i$ , а компоненты вектора  $b$  — со свободными членами уравнений (38).

Для несовместной системы линейных уравнений таких значений  $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$  не существует. По этой причине вместо них разыскивают значения  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ , для которых вектор  $a = \eta_1 a_1 + \eta_2 a_2 + \dots + \eta_n a_n$  как можно меньше отличается от вектора  $b$ . Для оценки достоверности таких значений используют методы математической статистики.

В математической статистике принято пользоваться несмещенными, состоятельными эффективными оценками. На основании теоремы Маркова значения  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ , полученные по методу наименьших квадратов, характеризуются минимальными оценками, т. е. являются эффективными. Используя метод наименьших квадратов, можно перейти от переопределенной системы линейных уравнений вида (38) с размерностями матриц:  $[D] (m \times n)$ ,  $\{P\} (n \times 1)$  и  $\{\sigma\} (m \times 1)$ , где  $m$  — число датчиков, в которых измеряются напряжения, в  $n$  — число неизвестных внутренних силовых факторов, к определенной системе

$$[D]^T [D] \{P\} = [D]^T \{\sigma\}. \quad (11)$$

Решение этой системы имеет вид

$$\{P\} = ([D]^T [D])^{-1} [D]^T \{\sigma\}. \quad (12)$$

Зная  $\{P\}$ , можно определить расчетные напряжения  $-\sigma_i^*$ , в любой точке сечения, соответствующие найденным значениям внутренних силовых факторов, а также отклонения  $\Delta_i = \sigma_i^* - \sigma_i$  последних от замеренных для каждого датчика

и среднее квадратическое отклонение  $S_\Delta = \sqrt{\sum_1^m (\Delta_i)^2 / (m - 1)}$ , которое мо-

жет являться оценкой точности аппроксимации распределения замеренных напряжений уравнениями теории тонкостенных стержней, т. е. оценкой достоверности найденных внутренних силовых факторов. Однако использование метода наименьших квадратов при избыточном числе датчиков эффективно для измерений с небольшими погрешностями и малоприспособно при наличии грубых погрешностей.

Для оценки грубых погрешностей по результатам тензометрических исследований можно предложить метод решения переопределенной системы линейных уравнений с помощью осреднения решений возможных совместных систем. Этот метод позволяет оценить точность определения отдельных компонентов внутренних силовых факторов, а также легко отбраковать ошибочные замеры отдельных датчиков. Предлагаемый метод заключается в следующем. Из переопределенной системы линейных уравнений берутся любые  $k$  уравнений так, чтобы удовлетворялось условие

$$m \geq k \geq n,$$

где  $n$  — число неизвестных внутренних силовых факторов.

Если  $k = n$ , то необходимо решить полученную из исходных уравнений совместную систему вида (4). Если  $k > n$ , то расчет следует вести по методу наименьших квадратов, переходя к совместной системе (11). Если вновь образуемые совместные системы определены и хорошо обусловлены, то результатом их решения будут векторы  $\{x_k\}$ .

Рассматривая различные выборки по  $k$  и  $m$  уравнений, при решении таких систем за исключением несовместных, неопределенных или плохо обусловленных, получают  $l$  решений ( $l \leq S_m^k$ ) для вектора  $x_k$ . Естественно принять за решение переопределенной системы среднее арифметическое из  $l$  решений  $x_k$ :

$$x = \left( \sum_1^l (x_k)_i \right) / l. \quad (13)$$

За оценки точности определения вектора  $x$  принимают вектор среднего квадратического отклонения

$$\{S_x\} = \sqrt{\frac{\sum_1^l (x - x_k)^2}{l - 1}}. \quad (14)$$

Возникает вопрос, какими статистическими свойствами обладает оценка (13). Наблюдаемые (вычисленные) значения случайного вектора  $x_k$  можно рассматривать как  $l$  «реализаций» случайной величины  $x$ , т. е.  $l$  независимых случайных величин, каждая из которых распределена по тому же закону, что и случайная величина  $x$ . Обозначив математическое ожидание этой величины  $x_m$ , можно записать

$$M[x] = M \left[ \left( \sum_1^l x_k \right) / l \right] = \left( \sum_1^l M[x_k] \right) / l = lx_m / l = x_m.$$

Из этого следует, что оценка (13) является несмещенной.

Легко можно убедиться, что эта оценка является самостоятельной. Согласно закону больших чисел, при увеличении  $l$  величина  $x$  сходится по вероятности к  $x_m$ :

$$P(|x - x_m| < \epsilon) > 1 - \delta.$$

Простой проверкой можно убедиться в том, что оценка (13) не совпадает с оценкой (12) в случае, когда система уравнений является переопределенной. Поэтому оценка (13) не является в общем случае эффективной, так как на основании теоремы Маркова только оценки по методу наименьших квадратов, характеризующиеся минимальными оценками, являются эффективными. Однако метод наименьших квадратов без учета весов измерений будет эффективным только при равнозначных измерениях.

Для оценки равнозначности измерений необходимо провести сравнение решений не менее трех наиболее хорошо обусловленных (по результатам предварительных исследований) совместных систем, одной из которых является система при  $k=m$ .

С доверительной вероятностью  $p_0$  нет оснований считать, что измерения неравноточны, если удовлетворяется условие

$$\{S_x^2\}/x \leq (S_0^2/x_0) \alpha(p_0; n; v). \quad (15)$$

В выражении (8)  $S_0^2$  эмпирическая дисперсия отклонений вычисленных значений внутренних силовых факторов от заданных при тестовых расчетах для этих же совместных систем;  $x_0$  — заданное (тестовое) значение внутренних силовых факторов;  $\alpha(p_0, n, v)$  — коэффициент Фишера для сравнения дисперсий, где  $n = v = l$ .

При выполнении условия (15) за решение переопределенной системы принимают решение совместной системы при  $k=m$  (по методу наименьших квадратов) как наиболее эффективное. Если условие (15) не выполняется, то необходимо провести анализ наличия грубоошибочных измерений. Для этого решают совместные системы последовательно, только без 1, 2, ...,  $m$  датчиков.

Для каждой из  $m$  таких групп определяют векторы  $(x_k)_m$  и их оценки  $(S_x)_m$  согласно (1) и (2) и проверяют условие (15). Если последнее условие удовлетворяется, то замер, который исключен из всех сочетаний этой группы, является грубоошибочным. Аналогично из групп последовательно можно исключить по 2, 3 и т. д. замеров и выявлять 2, 3, ...,  $n$  грубоошибочных измерений, если позволяет общее число замеров  $m$ .

## 5. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСПОЛОЖЕНИЮ ДАТЧИКОВ НА ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТАХ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ПРИ ОЦЕНКЕ ИХ НАГРУЖЕННОСТИ

Анализ погрешностей при определении внутренних силовых факторов, связанных с плохой обусловленностью систем линейных уравнений, а тем более с установкой датчиков, показывает, что они в большой мере зависят от выбора точек замера деформаций по контуру поперечных сечений. Хотя критерии хорошей обусловленности могут быть получены только путем просчетов различных вариантов расположения точек замеров по контуру конкретных сечений, а зоны концентраций напряжений — путем расчета конкретных узлов и соединений от основных нагрузок, однако накопленный опыт позволяет дать общие рекомендации по расположению датчиков на тонкостенных стержневых элементах несущих систем самосвала.

1. Датчики следует располагать вне зон профиля, концентрации напряжений в которых превышают 5—10% значения основных напряжений.

2. В точках замера, расположенных в зонах профиля, где значения местных напряжений  $\sigma_m = 0,5(\sigma_a + \sigma_b)$  от деформаций контура более 5...10% основ-

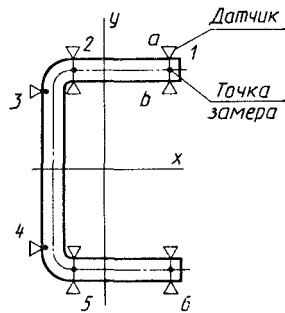


Рис. 1. Схема установки датчиков в сечении швеллерного профиля

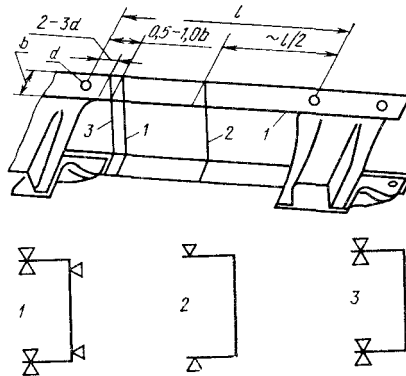


Рис. 2. Схема расположения сечений вдоль стержня

ных  $\sigma_0 = 0,5(\sigma_a - \sigma_b)$ , необходимо устанавливать два датчика симметрично относительно срединной поверхности (рис. 1).

3. В зонах, примыкающих к сечениям закрепления или передачи усилий, датчики необходимо устанавливать на всех прямолинейных участках контура (рис. 2), образующих тонкостенный профиль.

4. Датчики по возможности следует располагать как можно ближе к точкам с экстремальными для данного участка линейными и секториальными координатами поперечного сечения. Следует избегать расположения датчиков в точках, координаты которых близки к нулевым значениям.

Прежде чем конкретизировать рекомендации, поясним разницу понятий — точка замера и датчик. Если в зоне, где установлен датчик, влияние деформаций контура на напряжения невелико (местные напряжения не превышают 5—1% основных), то измеряемое этим датчиком напряжение непосредственно используют при оценке усилий, и понятия датчик и точка замера идентичны. Если местные напряжения заметно влияют на оценку внутренних силовых факторов для стержня, то для разделения местных и основных напряжений, как это ясно из анализа напряженно-деформированного стержня-оболочки, можно использовать два тензометрических датчика, установленных в одном сечении на обеих поверхностях профиля симметрично относительно срединной поверхности. Тогда при оценке внутренних силовых факторов для основного нагружения используют полусумму замеров этих датчиков, а точкой замера является точка срединной поверхности между датчиками. При оценке внутренних силовых факторов от стесненного кручения отдельной полки используют полуразность показаний, а точкой приведения является один из датчиков.

Можно конкретизировать размеры зон концентраций напряжений в тонкостенных элементах, прилегающих к многочисленным круглым отверстиям. Используя решение для бесконечной пластины с круглым отверстием при ее растяжении-сжатии, легко можно получить границы области, в которой влияние отверстия на продольные деформации будет больше 5...10%. Приблизительно эта область представляет собой эллипс с большой полуосью  $2,5d$ , направленной вдоль стержня, и малой полуосью, равной  $2d$  ( $d$  — диаметр отверстия). Полученные размеры зон концентраций напряжений хорошо согласуются с результатами тензометрических исследований, проведенных для стержневых тонкостенных элементов при их изгибе и стесненном кручении.

Расположении датчиков вне зон концентраций напряжений с оговоренными размерами заклепочных соединений дает хорошие результаты при оценке внутренних силовых факторов в примыкающих к этим зонам сечениях с исключением при этом деформаций контура, установкой в точках замера по два датчика симметрично относительно срединной поверхности (см. рис. 1).

Распространение влияния деформаций контура вдоль стержня, как уже отмечалось, зависит в большой мере от конструкций узлов и способов передачи усилий. В общем случае можно считать, что они в 1,5...2 раза превышают ширину полки или 0,5...1 раза высоту стенки.

Более детальное уточнение расположения и числа датчиков на профиле возможно только на примере конкретных сечений. В качестве такого сечения можно рассмотреть наиболее распространенный в конструкциях несущих систем швеллер. Учитывая рекомендации 3 и 4, расположение точек замера по контуру сечения можно представить в соответствии с показанным на рис. 1. С учетом оценки точности определения внутренних силовых факторов в отдельном сечении (14) и возможного исключения грубо ошибочных измерений число точек замера должно быть больше числа внутренних силовых факторов хороших результатов, исключая не более одного грубо ошибочного измерения и принимая продольную силу  $N=0$ , можно добиться, используя пять, а при качественных измерениях, четыре точки замера. Исключать из замеров можно любые точки, кроме 1 или 6, так как без двух этих точек (при грубоошибочном замере на оставшейся) система становится плохо обусловленной. Предпочтительнее использовать точки 3 и 4, а не 2 и 5, так как для первых, хотя и несколько меньше значения  $y$ , но много больше в процентном отношении значения  $x$  и  $\omega$ . Кроме того, в точках 3 и 4 чаще всего меньше влияние деформаций контура. Следует различать три типа сечений с установленными в них датчиками (рис. 2), а также два варианта расположения этих сечений по длине стержня.

**Вариант I.** Если оцениваются только силовые факторы, связанные с основными напряжениями, то используются сечения типа 1 и 2.

**Вариант II.** Если кроме силовых факторов оценивают также и бимоменты, связанные с дополнительным стесненным кручением, то используют все три типа сечений.

В случае высокоточных замеров деформаций в сечениях типа 1 можно ограничиться одной точкой замера на стенке профиля. Одной точкой следует ограничиваться и при использовании варианта II, так как в этом случае датчики сечений типа 3 используют и при оценке основных внутренних силовых факторов. Таким образом, для оценки нагруженности отдельного стержневого тонкостенного элемента достаточно 12—20 датчиков.

Реализация алгоритма обработки результатов тензометрических исследований с многоуровневой оценкой их достоверности и определением усилий в сечениях стержневых элементов несущих систем самосвалов не представляет затруднений даже на микроЭВМ.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акимов А. Г., Закс М. Н., Мелик-Саркисянц А. С. Саморазгружающийся автотранспорт. М.: Машиностроение, 1965. 231 с.
2. Барун В. Н., Белокуров В. Н., Павленко П. Д. Снижение металлоемкости несущей системы автомобиля-самосвала КамАЗ//Автомобильная промышленность. 1983. № 9. С. 12—14.
3. Белокуров В. Н., Самойлов Г. А., Рубаненко А. В. Обработка и экспресс-анализ результатов прочностных испытаний автомобилей с использованием микроЭВМ//Автомобильная промышленность. 1983. № 3. С. 15—16.
4. Белокуров В. Н. Пути снижения металлоемкости рам грузовых автомобилей//Автомобильная промышленность. 1982. № 10. С. 15—18.
5. Бидерман В. Л. Механика тонкостенных конструкций. М.: Машиностроение, 1977. 488 с.
6. Большев Л. Н., Смирнов Н. В. Таблицы математической статистики. М.: Наука, 1968. 473 с.
7. Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.
8. Бычков Д. В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. М.: Госстройиздат, 1962. 457 с.
9. Венцель Е. С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1969. 576 с.
10. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. М.: Физматиздат, 1959. 568 с.
11. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир, 1984. 428 с.
12. Закс М. Н., Белокуров В. Н. Уравнение бимоментов в «мягком» узле автомобильной рамы//Автомобильная промышленность. 1973. № 5. С. 23—24.
13. Закс М. Н., Белокуров В. Н., Захаров А. А. К расчету коротких тонкостенных стержней открытого профиля автомобильной рамы//Автомобильная промышленность. 1974. № 6. С. 17—21.
14. Закс М. Н., Белокуров В. Н., Захаров А. А. Исследование деформаций коротких стержней автомобильной рамы//Автомобильная промышленность. 1975. № 5. С. 12—15.
15. Закс М. Н., Белокуров В. Н., Захаров А. А. Моделирование связей тонкостенного стержня в рамных конструкциях//Строительная механика и расчет сооружений. 1982. № 5. С. 26—29.
16. Захаров А. А. Расчет системы рама — платформа автомобилей-самосвалов на изгиб//Автомобильная промышленность. 1977. № 2. С. 18—20.
17. Захаров А. А., Белокуров В. Н., Закс М. Н. Использование метода моделирования связей при расчете автомобильных рам//Автомобильная промышленность. 1979. № 11. С. 8—12.
18. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение. 1975. 400 с.
19. Постнов В. А., Хархурим И. Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л.: Судостроение. 1974. 342 с.
20. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М.: Мир. 1979. 392 с.
21. Серьезнов А. Н. Измерение при испытаниях автомобильных конструкций на прочность. М.: Машиностроение. 1976. 224 с.
22. Смирнов А. Ф. Строительная механика. Стержневые системы. М.: Стройиздат. 1981. 512 с.
23. Скопинский В. Н., Медведев В. В. Расчет напряженного состояния автомобильных кузовов на основе МКЭ//Межвузовский сборник «Динамика и прочность автомобиля и трактора», МАМИ, М. 1983. С. 158—163.
24. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1974. 560 с.
25. Филин А. П. Матрицы в статике стержневых систем и некоторые элементы использования ЭЦВМ. Л.: Стройиздат, 1966. 300 с.
26. Щуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ. М.: Мир, 1982. 283 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение . . . . .	3
Устройство самосвалных установок . . . . .	4
Платформа . . . . .	5
Подъемный механизм . . . . .	20
Надрамник . . . . .	54
Типы самосвалов . . . . .	55
Компоновка автомобилей-самосвалов . . . . .	61
Расчет самосвалов . . . . .	72
Задачи и методы расчета . . . . .	72
Гидравлический подъемный механизм . . . . .	80
Надрамник . . . . .	95
Платформа . . . . .	120
Анализ деформируемости несущих систем автомобилей-самосвалов при разгрузке . . . . .	140
Экспериментально-расчетная оценка нагруженности элементов несу- щих систем . . . . .	154
Испытания самосвалов . . . . .	164
Приложения . . . . .	176
1. Технические характеристики автомобилей-самосвалов . . . . .	176
2. Указатель нормативных документов . . . . .	178
3. Расчет тонкостенных стержней . . . . .	179
4. Погрешности вычисления внутренних силовых факторов в стерж- невых элементах несущих систем . . . . .	205
5. Рекомендации по расположению датчиков на тонкостенных стерж- невых элементах несущих систем при оценке их нагруженности . . . . .	213
Список литературы . . . . .	216