

КУРС ЛЕКЦИЙ-ПРЕЗЕНТАЦИЙ

по дисциплине

«Проектирование сварных конструкций»

лекция №23

ПРЕПОДАВАТЕЛЬ:

к.т.н., ст. преп. кафедры «ОиТСП»

БЕНДИК Татьяна Ивановна

СОДЕРЖАНИЕ ЛЕКЦИИ

Тема 18. Сварные детали машин.

- Особенности проектирования и изготовления сварных деталей машин в машиностроении.
- Условия эксплуатации сварных деталей машин. Требования по обеспечению прочности, выносливости и жёсткости конструкции деталей и узлов машин.
- Применение заготовок, выполненных различными технологическими способами, при изготовлении деталей машин. Обеспечение технологичности таких конструкций.
- Машиностроительные конструкции и детали: сварные барабаны грузоподъёмных машин; сварные корпуса редукторов; сварные рамы и станины; сварные колеса, шестерни, шкивы. Их конструктивные решения и расчёт.

Сварные конструкции, используемые в машиностроении, обладают рядом особенностей:

- широкий диапазон применяемых материалов;
- в деталях машин размеры элементов очень часто определяются условиями жесткости, а не прочности, при этом рабочие напряжения принимают значительно ниже допускаемых;
- изменение остаточных напряжений в процессе эксплуатации приводит к деформациям деталей. Поэтому сварные изделия с высокими квалитетами точности после сварки необходимо подвергать термообработке (отпуску);
- окончательная механическая обработка сварных деталей машин, как правило, проводится после ТО.

Расчет сварных деталей машин выполняют по допускаемым напряжениям

Детали машин часто воспринимают действие динамических нагрузок. Это требует проектирования конструкций с возможным устранением концентраторов напряжений. Влияние динамических нагрузок учитывают с помощью коэффициента η .

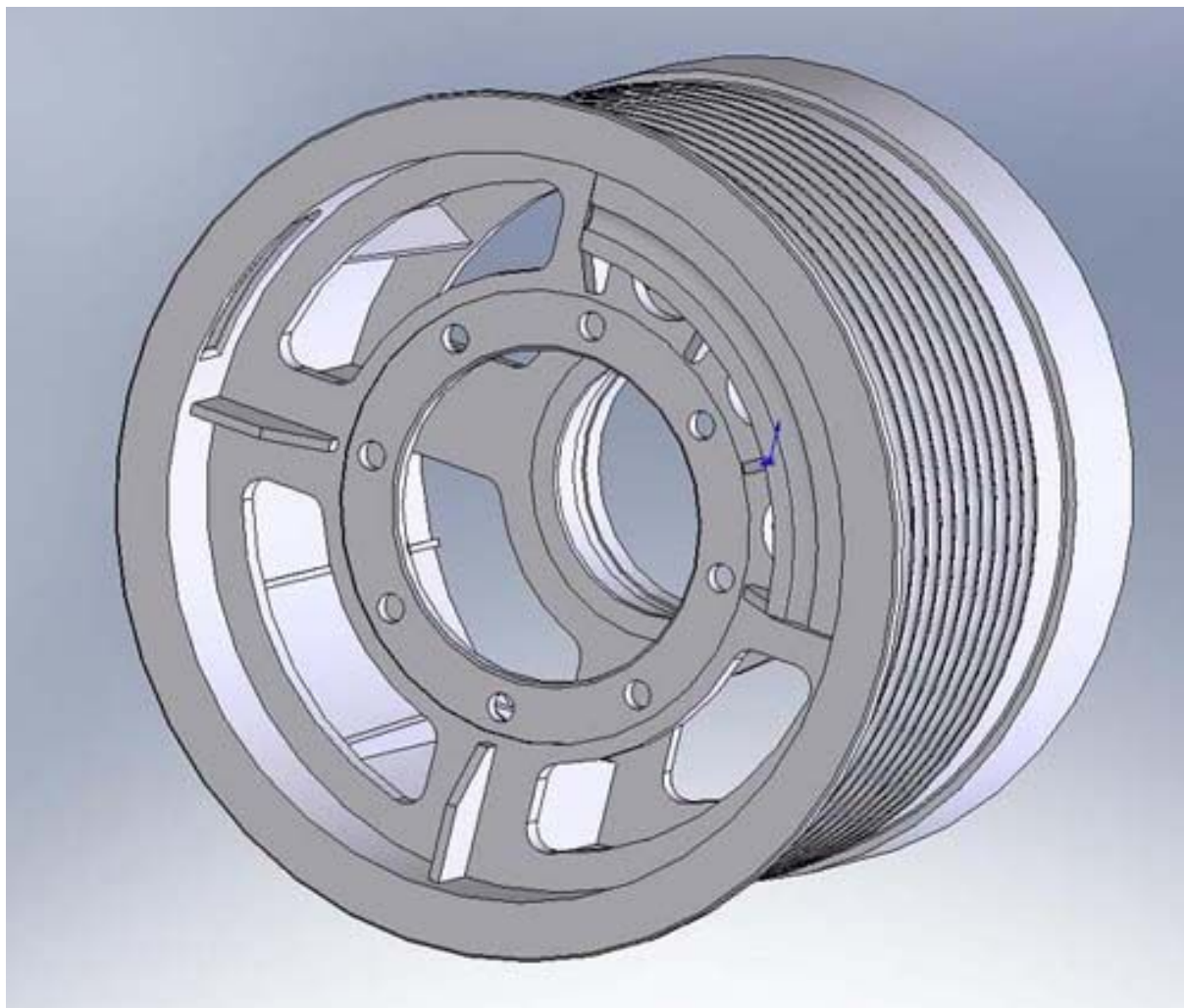
Расчетное усилие при этом равно

$$R = P_{\text{пост}} + P_{\text{пол}}\eta, \quad (22.1)$$

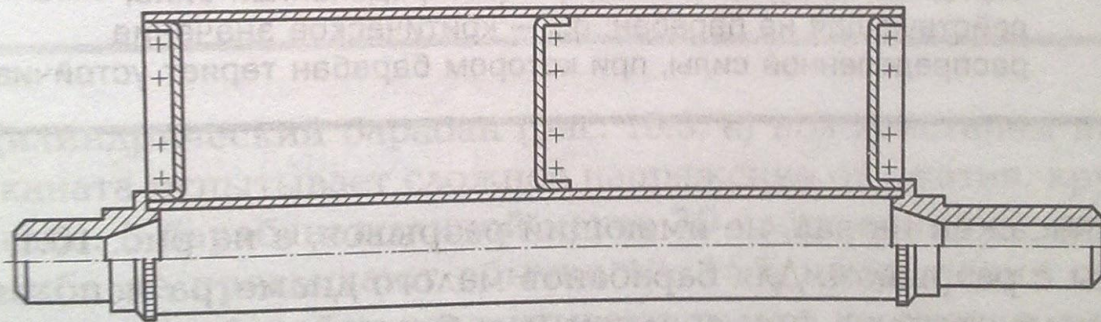
где $P_{\text{пост}}$ — усилие от постоянных нагрузок; $P_{\text{пол}}$ — усилие от полезных нагрузок. Значения η зависят от вида машины и характера ее работы:

Электромашины, шлифовальные станки, ротационные компрессорные турбины	1—1,1
Двигатели внутреннего сгорания, поршневые насосы и компрессоры	1,2—1,5
Волоочильные станки, рычажные прессы, пильные рамы	1,5—2,0
Прокатные станы, камнеломные машины	2,0—3,0

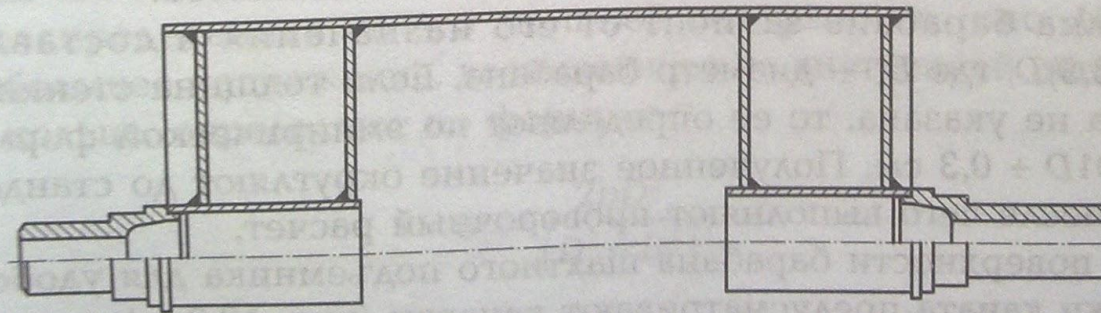
Сварные барабаны



Сварные барабаны. Барабаны в большинстве случаев сваривают из листов. В некоторых изделиях основой служит каркас из профильного материала. Барабаны соединяют с торцовыми стенками, представляющими собой плоские круглые листы, к которым приварена цапфа. В конструкции, показанной на рис. 10.1, а, ба-



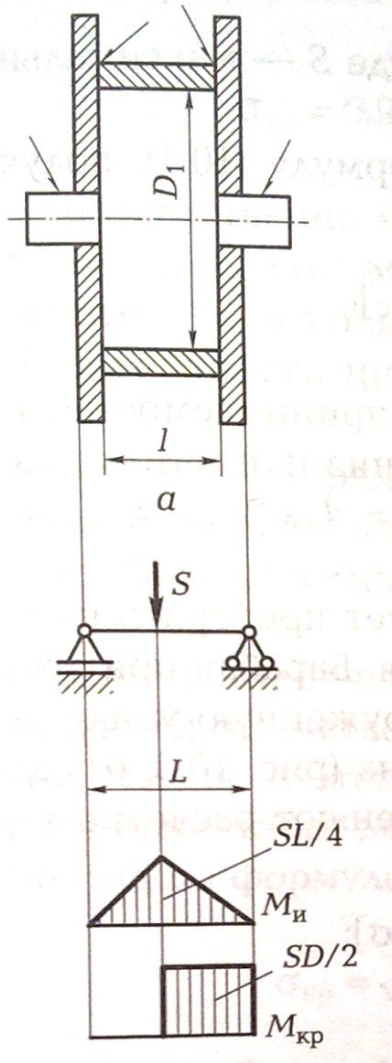
а



б

Рис. 10.1. Типовые конструкции (а, б) сварных барабанов

Длина барабана зависит от его назначения и составляет $(3,0 \dots 3,5)D$, где D — диаметр барабана. Если толщина стенки барабана не указана, то ее определяют по эмпирической формуле $s = 0,01D + 0,3$ см. Полученное значение округляют до стандартного, после чего выполняют проверочный расчет.



Цилиндрический барабан (рис. 10.3, а) под действием натяжения каната испытывает сложное напряжение от сжатия, кручения и изгиба. В барабанах длиной менее $3D$ напряжения от кручения и изгиба не превышают обычно 10...15% напряжения сжатия. В этом случае барабан рассчитывают только на сжатие, рассматривая его как кольцо, на которое действует нагрузка, равномерно распределенная по его внешней поверхности (рис. 10.3, в). Наибольшее напряжение, возникающее на внутренней поверхности кольца, определяют по формуле

$$\sigma_c = \frac{2pD^2}{(D^2 - D_1^2)}, \quad (10.1)$$

где p — радиальное давление каната на барабан; D , D_1 — соответственно внешний (по дну канавки) и внутренний диаметры бара-

$D_1 \approx D$.

Радиальное давление $p = 2S/(Dt)$, где S — максимальное усилие в канате; t — шаг канавок.

Подставив выражение для p в формулу (10.1), получим

$$\sigma_c = \frac{S}{\delta t} \leq [\sigma_c],$$

где $[\sigma_c]$ — допустимое напряжение, принимаемое по таблицам в зависимости от режима работы механизма и материала барабана.

Шаг канавок, или шаг нарезки, $t = d + 2 \dots 3$ мм, где d — диаметр каната (см. рис. 10.3, г).

При длине барабана $L > 3D$ следует проверять напряжения в стенке барабана от изгиба и кручения. Барабан при этом рассматривают как двухопорную балку, нагруженную усилием S в канате, приложенным в середине барабана (рис. 10.3, б). Для проверки прочности стенки барабана применяют расчетные формулы:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} \leq [\sigma];$$

$$\tau_k = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p} \leq [\tau];$$

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

где W , W_p — соответственно осевой и полярный моменты сопротивления поперечного сечения барабана; τ_k — касательное напряжение при кручении; $\sigma_{\text{пр}}$ — приведенное напряжение.

Напряжение от изгиба моментом $M_{\text{и}} = SL/4$ в стенке барабана

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} = \frac{M_{\text{и}}D}{0,1(D^4 - D_1^4)}.$$

Напряжение от кручения моментом $M_{\text{к}} = SD/2$

$$\tau_k = \frac{M_{\text{к}}}{W_p} = \frac{M_{\text{к}}D}{0,2(D^4 - D_1^4)}.$$

Расчет прочности барабана производят на сжатие, изгиб и кручение. Рассмотрим элемент обода под канатом (рис. 22.7,ж). Усилие в ободке N уравнивает силу P , приложенную к канату. Поэтому напряжение сжатия в ободке

$$\sigma = P/(ds), \quad (22.4)$$

где d — ширина обода, равная диаметру каната; s — толщина обода (рис. 22.7,з).

Рассмотрим, в какой степени сжимающие напряжения могут быть опасны для обода с точки зрения потери устойчивости. Допустим, что труба, не имеющая торцовых стенок, сжимается нагрузкой, равномерно распределенной по ее окружности (рис. 22.7,и). Из теории упругости известно, что потеря устойчивости наступает при нагрузке

$$P_{\text{крит}} = 3EI/R^3, \quad (22.5)$$

где I — момент инерции продольного сечения стенки трубы относительно собственной оси; E — модуль упругости; R — радиус трубы.

Если принять длину трубы равной d , а толщину стенки — s (рис. 22.7,з), то

$$I = ds^3/12. \quad (22.6)$$

Таким образом, нагрузка определится формулой

$$P_{\text{крит}} = Ed(s/R)^3/4. \quad (22.7)$$

Установим зависимость между P и p . В гл. 21 показано, что в цилиндрическом теле, нагруженном по поверхности распределенной нагрузкой p , образуется усилие

$$N = P = pR. \quad (22.8)$$

Подставим вместо p его значение из формулы (22.7), тогда получим

$$P_{\text{крит}} = EdR(s/R)^3/4. \quad (22.9)$$

Если принять коэффициент запаса на устойчивость равным 2, то допускаемая сила по устойчивости барабана

$$P_{\text{доп}} = EdR(s/R)^3/8. \quad (22.10)$$

Напряжение в барабане, допускаемое с учетом устойчивости, составляет

$$\sigma_{\text{расч}} < 0,5[\sigma]_{\text{крит}}. \quad (22.11)$$

Торцовые стенки повышают устойчивость барабана по сравнению с ее допускаемым значением $P_{\text{доп}}$, полученным по формуле (22.10). Если $P_{\text{расч}} > 0,5P_{\text{крит}}$, то барабан следует усилить постановкой кольцевых элементов жесткости.

Пример расчета. Требуется из условия устойчивости определить необходимую толщину листов барабана, у которого радиус $R=30$ см, $d=2$ см, $P=20$ кН, $E=0,21 \cdot 10^6$ МПа (рис. 22.8).

По формуле (22.10),

$$R/s = \sqrt[3]{EdR/(8P)} = \sqrt[3]{0,21 \cdot 0,02 \cdot 0,3 \cdot 10^6 / (8 \cdot 0,02)} = 19,6,$$

откуда $s=16$ мм.

Напряжение сжатия в оболочке определяется по формуле (22.4) $\sigma = 0,02/(0,02 \cdot 0,016) = 62,5$ МПа.

Если углубление канавки составляет $d/2=10$ мм, то полная толщина листа барабана равна $16+10=26$ мм.

Кроме проверки на устойчивость оболочка должна быть проверена также на прочность в зависимости от изгибающего и кру-

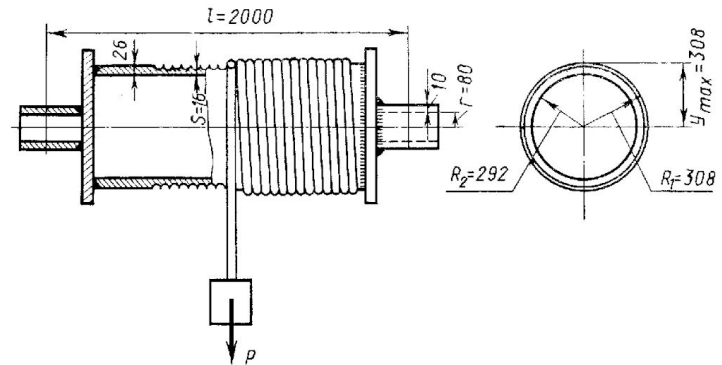


Рис. 22.8. К примеру расчета прочности сварного барабана

тящего моментов. Наибольший изгибающий момент имеет место в середине пролета (рис. 22.8):

$$M = Pl/4, \quad (22.12)$$

где l — расстояние между опорами барабана. Напряжение от изгиба

$$\sigma = M/W. \quad (22.13)$$

Момент сопротивления барабана находится так же, как и в кольцевом сечении:

$$W = I/R_1, \quad (22.14)$$

где R_1 — внешний радиус.

Значение крутящего момента зависит от конструкции привода. При расположении его с одного конца вала

$$M_{\text{кр}} = PR. \quad (22.15)$$

Напряжение от кручения

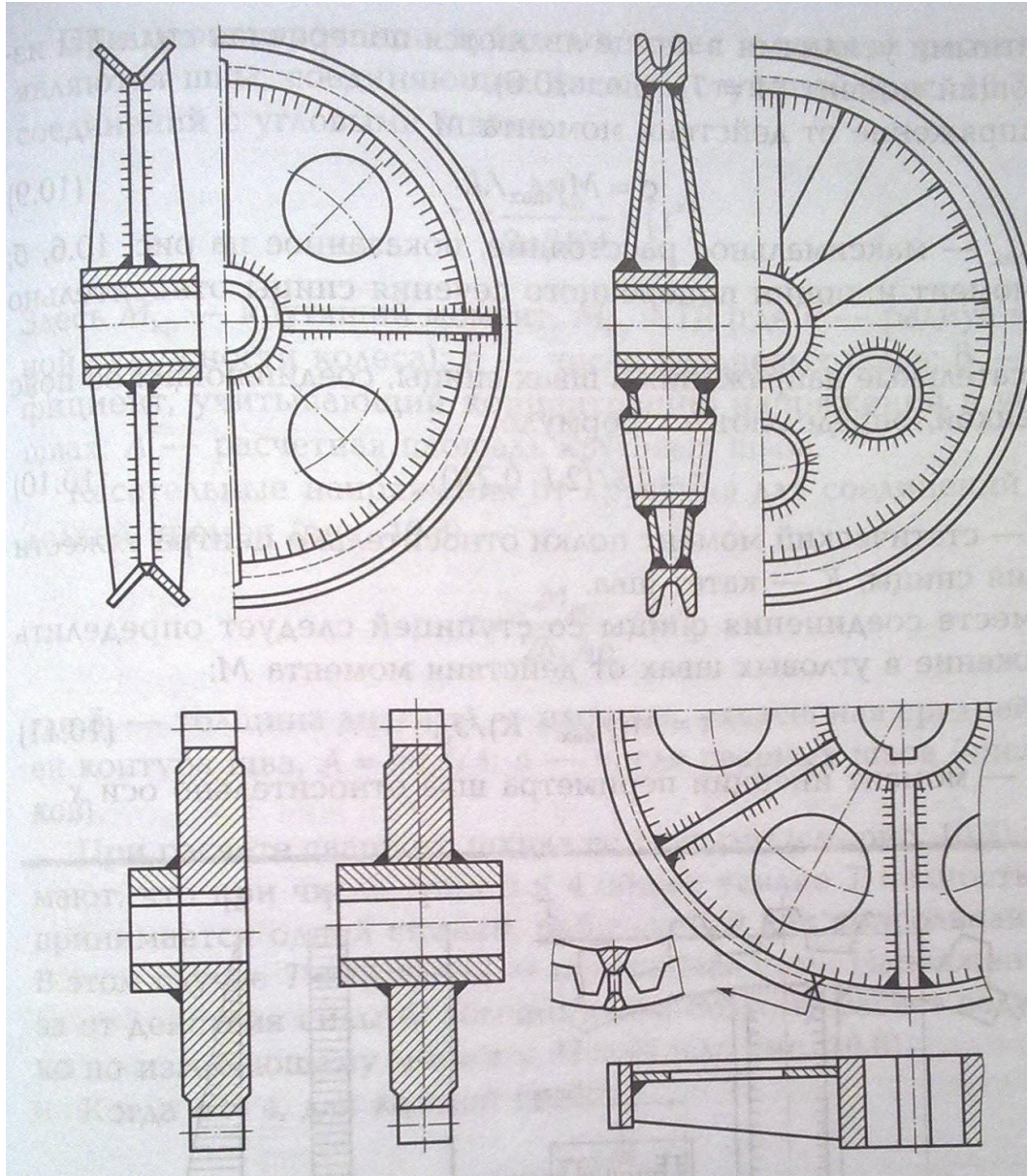
$$\tau_{\text{кр}} = M_{\text{кр}}/W_{\text{кр}}, \quad (22.16)$$

где $W_{\text{кр}}$ — полярный момент сопротивления.

В большинстве случаев напряжения от изгиба и кручения в барабанах незначительны по сравнению с напряжениями сжатия.

Пример расчета. Допустим, что длина барабана, рассмотренного в предыдущем примере, $l=2000$ мм. Остальные условия те же.

Сварные зубчатые колеса и шкивы



Расчетными усилиями в спице являются поперечная сила T и изгибающий момент $M = Tl$ (рис. 10.6).

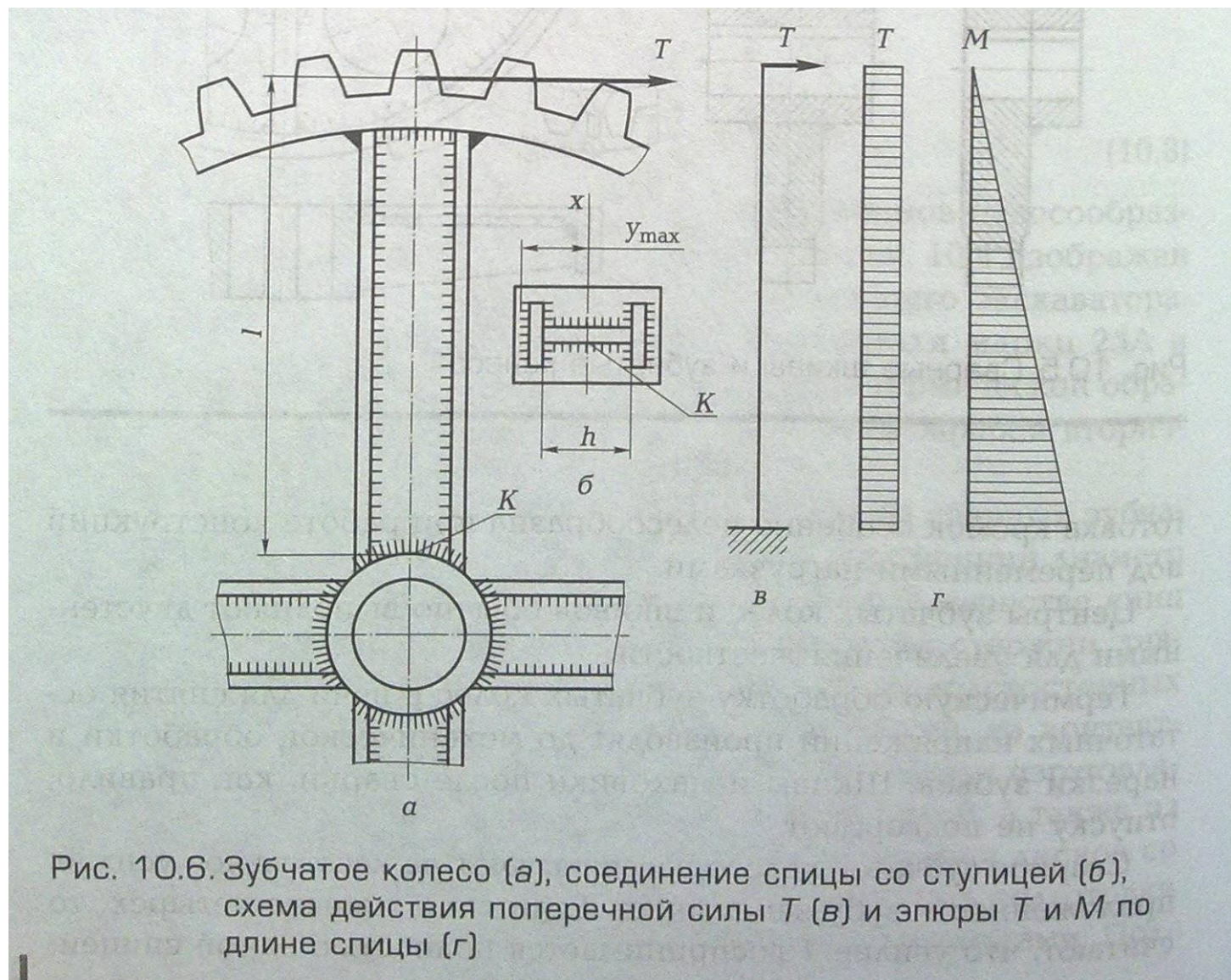


Рис. 10.6. Зубчатое колесо (а), соединение спицы со ступицей (б), схема действия поперечной силы T (в) и эпюры T и M по длине спицы (г)

Напряжение от действия момента M

$$\sigma = My_{\max}/J, \quad (10.9)$$

где y_{\max} — максимальное расстояние, показанное на рис. 10.6, б;
 J — момент инерции поперечного сечения спицы относительно оси x .

Касательные напряжения в швах спицы, соединяющих ее пояс со стенкой, определяют по формуле

$$\tau = TS/(2J \cdot 0,7K), \quad (10.10)$$

где S — статический момент полки относительно центра тяжести сечения спицы; K — катет шва.

В месте соединения спицы со ступицей следует определить напряжение в угловых швах от действия момента M :

$$\tau = M(y_{\max} + K)/J_c, \quad (10.11)$$

где J_c — момент инерции периметра шва относительно оси x .

При проектировании зубчатых колес и шкивов расчетными являются швы, соединяющие диск со ступицей (рис. 10.7). Для соединений с угловыми швами

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2n\beta KA} \leq [\tau'] \quad (10.12)$$

Здесь $M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, $M_{\text{кр}} = TR$ (где R — радиус начальной окружности колеса); n — число кольцевых швов; β — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в угловых швах; A — расчетная площадь круговых швов.

Касательные напряжения от кручения для соединений с разделкой кромок (рис. 10.8)

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2\delta_A A n} \leq [\tau'] \quad (10.13)$$

где δ_A — толщина диска; A — площадь, охваченная средней линией контура шва, $A = n d_c^2 / 4$; n — число сварных швов (число дисков).

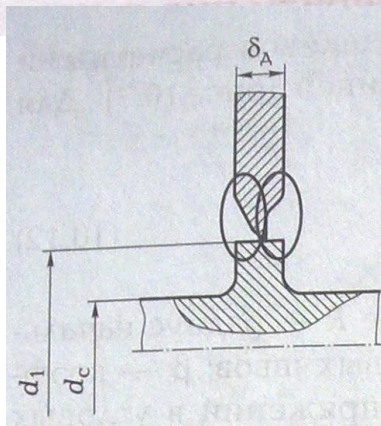
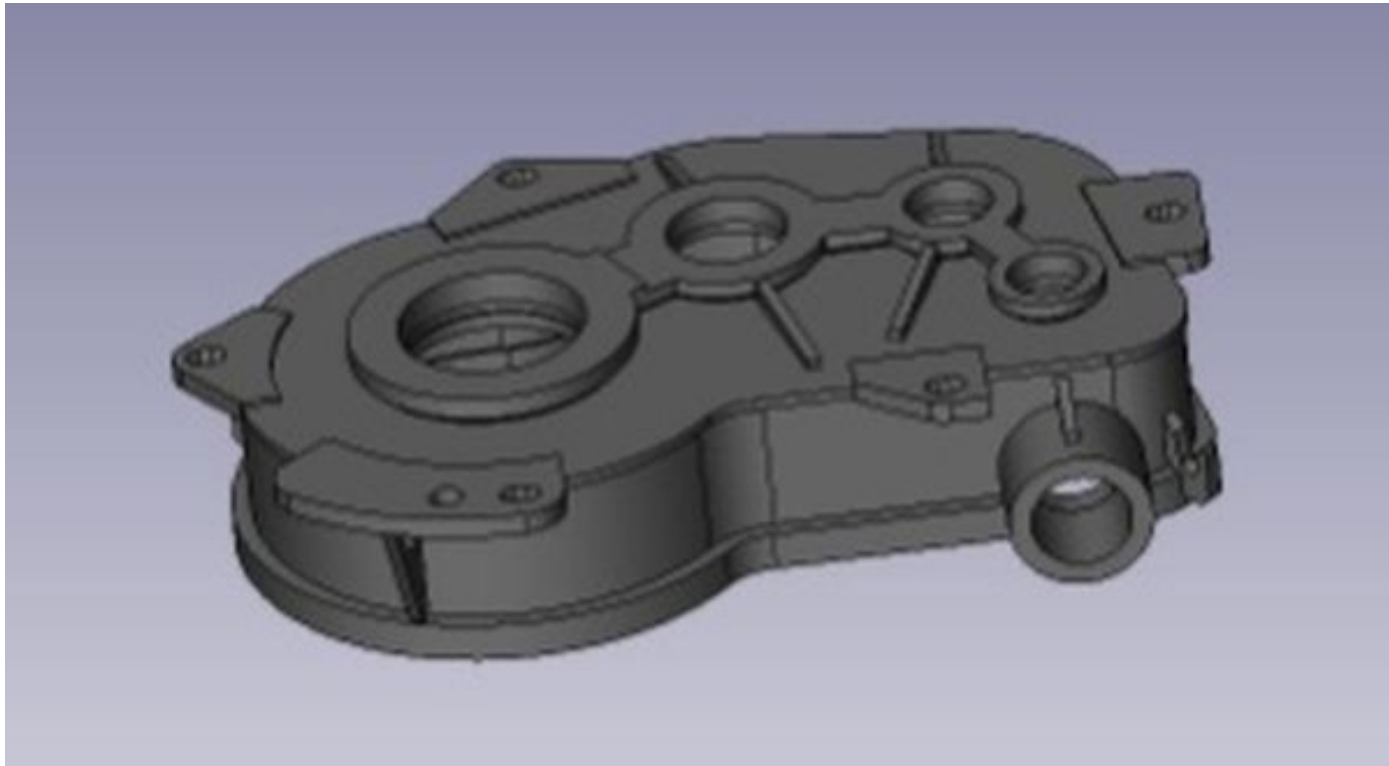


Рис. 10.8. Схема для расчета сварного шкива

Сварной корпус редуктора



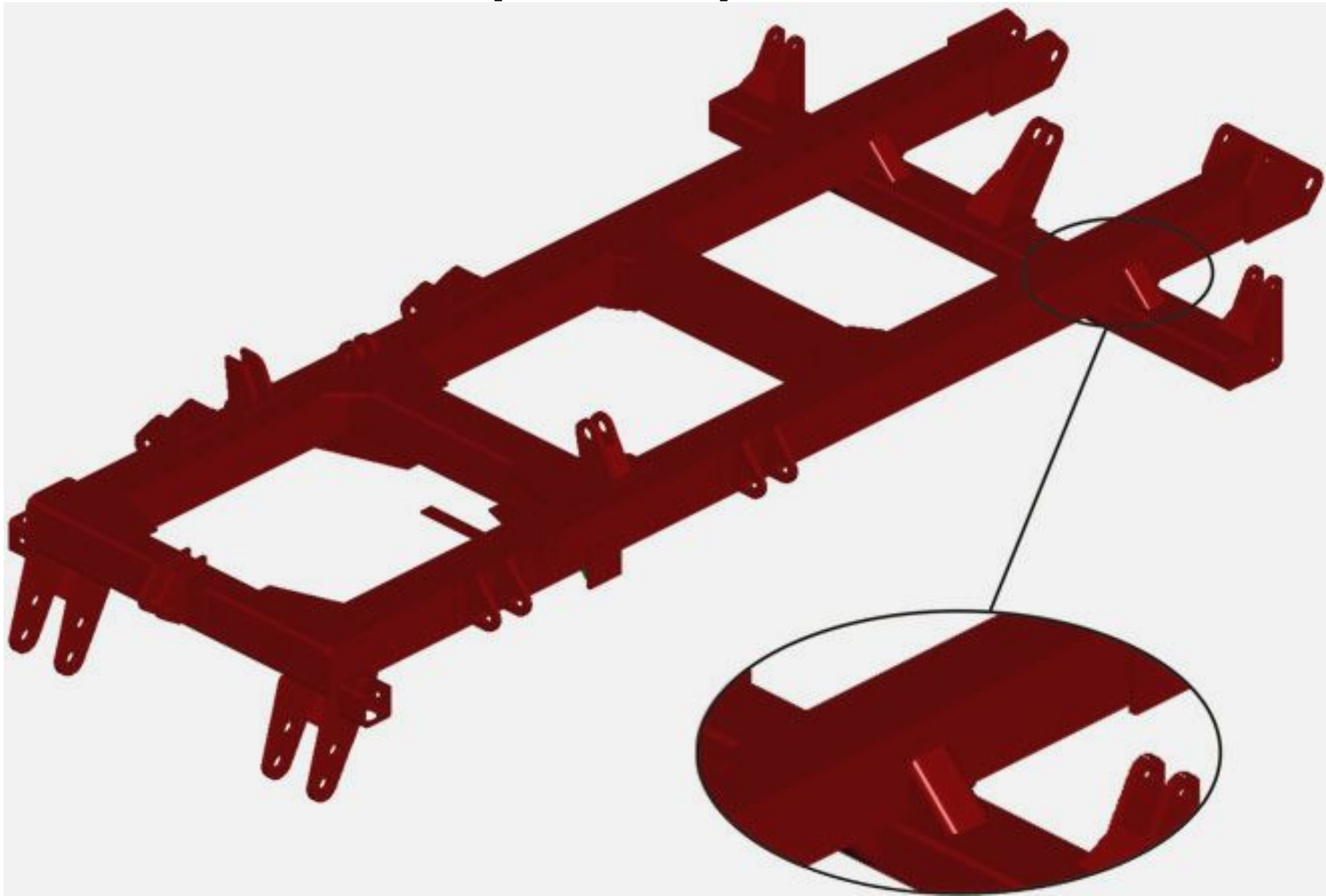
Сварные корпуса редукторов. Корпуса редукторов изготавливают в большинстве случаев сварными, особенно при индивидуальном и мелкосерийном производстве. Это дает значительный выигрыш в массе по сравнению с литыми редукторами (табл. 10.1).

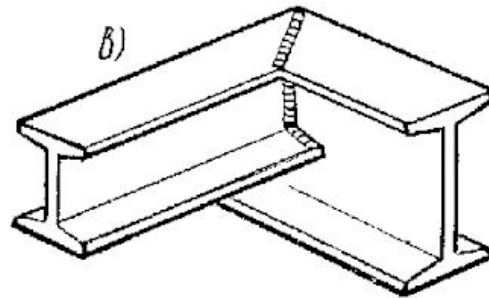
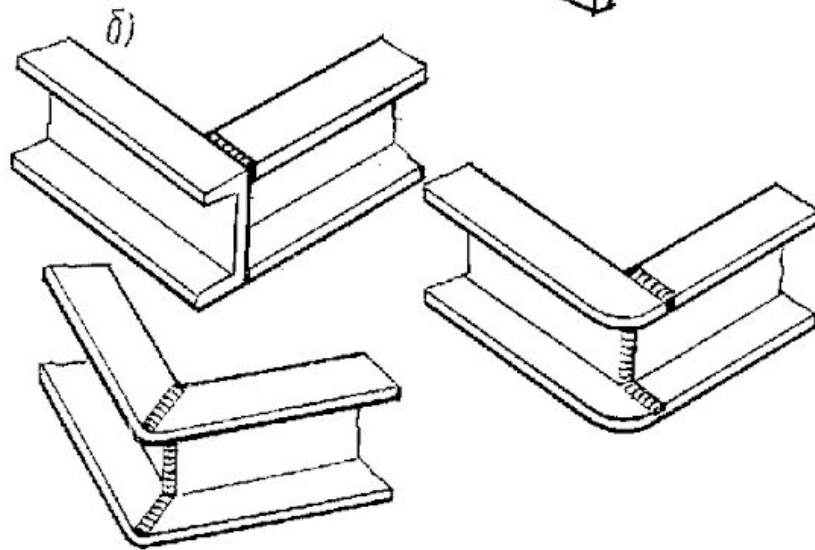
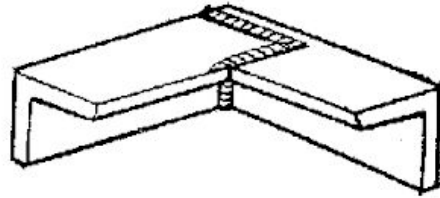
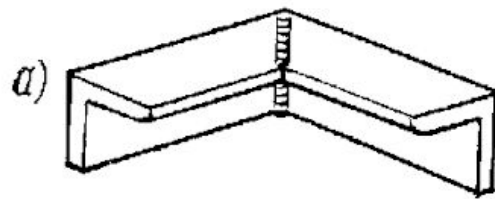
Корпус редуктора требует точного изготовления, поэтому после сварки его подвергают отпуску в термической печи. Механическая обработка производится после отпуска. Сварные редукторы изготавливают из прокатных элементов, гнутых и штампованных профилей.

Таблица 10.1. Масса литых и сварных корпусов

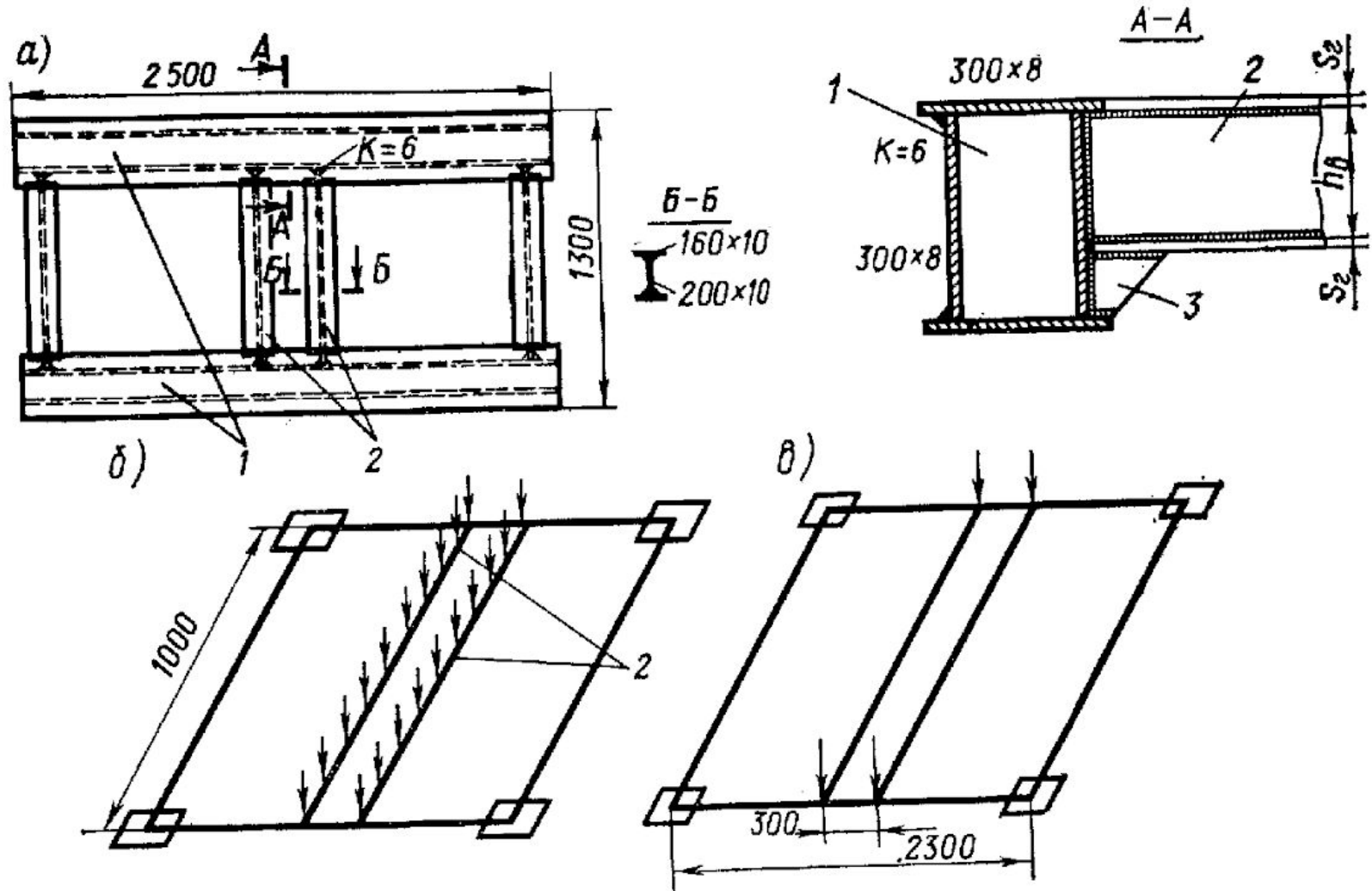
Деталь	Масса, кг, детали редуктора	
	литого	сварного
Корпус	50,3	27,8
Корпусная крышка	22,2	11,3
Итого	72,5	39,1

Сварные рамы





Пример расчета рамы : 1-продольные балки; 2-поперечные балки;
3 - косынка



Пример расчета. Требуется определить прочность рамы (рис. 22.18,а) при следующих условиях: средние поперечные балки 2 двутаврового профиля пролетом $l=1$ м нагружены по длине равномерной нагрузкой $q=60$ кН/м (рис. 22.18,б); собственным весом балок пренебрегаем. Продольные балки 1 имеют коробчатое сечение. Они обладают большой жесткостью на кручение. Поэтому поперечные балки можно считать защемленными в продольных.

Опорный момент балки, защемленной двумя концами,

$$M = ql^2/12 = 60 \cdot 1^2/12 = 5,0 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Момент инерции поперечной балки по сечению $B-B$ составит

$$I = 20^3 \cdot 1/12 + 2(16 \cdot 1 \cdot 10,5^2 + 1^3 \cdot 16/12) = 4197 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления поперечной балки

$$W = 4197/11 = 381 \text{ см}^3.$$

Напряжение в поперечной балке

$$\sigma = M/W = 0,005 / (381 \cdot 10^{-6}) = 13,1 \text{ МПа}.$$

Поперечная сила в балке

$$Q = ql/2 = 60 \cdot 1/2 = 30 \text{ кН}.$$

Статический момент горизонтального листа относительно центра тяжести сечения

$$S = 16 \cdot 1 \cdot 10,5 = 168 \text{ см}^3.$$

Касательные напряжения в поясных швах с катетом $K=6$ мм поперечной балки у опоры при $\beta=0,8$ составят

$$\tau = QS / (2I\beta K) = 0,03 \cdot 168 \cdot 10^{-6} / (4197 \cdot 10^{-8} \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 0,006) = 12,5 \text{ МПа}.$$

Прикрепление поперечных балок к продольным спроектировано следующим образом. Кромки горизонтальных листов поперечной балки скошены и приварены стыковым соединением. Вертикальная стенка обварена угловыми швами с катетом $K=6$ мм. В прикреплении предусмотрена косынка 3, показанная на рис. 22.18,а. При определении напряжений учитываем в соединении только стыковые и вертикальные угловые швы. Швы, приваривающие косынку 3, в учет не принимаем. Момент, воспринимаемый двумя стыковыми горизонтальными швами, определяется по формуле

$$M_{ст} = \sigma F_{Г} (h_{В} + s_{Г}), \quad (22.28)$$

где $F_{Г}$ — площадь сечения горизонтального листа.

Момент, воспринимаемый двумя вертикальными угловыми швами,

$$M_{Г} = 2\tau\beta K h_{В}^2 / 6. \quad (22.29)$$

Расчетный момент вычисляется по формуле

$$M = \sigma F_{Г} (h_{В} + s_{Г}) + 2\tau\beta K h_{В}^2 / 6. \quad (22.30)$$

Примем в запас прочности, что σ по значению равно τ .

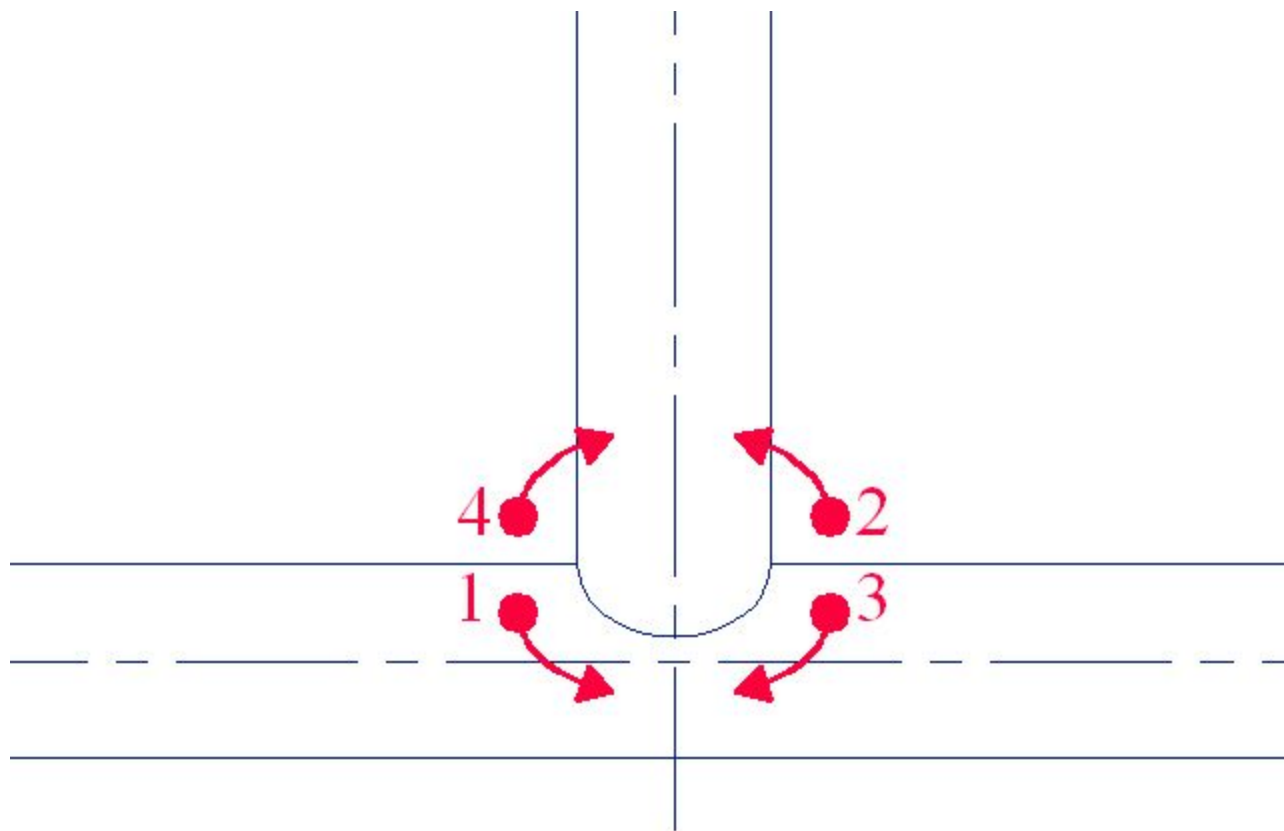
При этом касательное напряжение при $\beta=0,8$

$$\tau = \frac{M}{F_{Г} (h_{В} + s_{Г}) + 2 \cdot \beta K h_{В}^2 / 6} = \frac{0,005 \cdot 10^6}{16 \cdot 1 (20 + 1) + 2 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 20^2 / 6} =$$

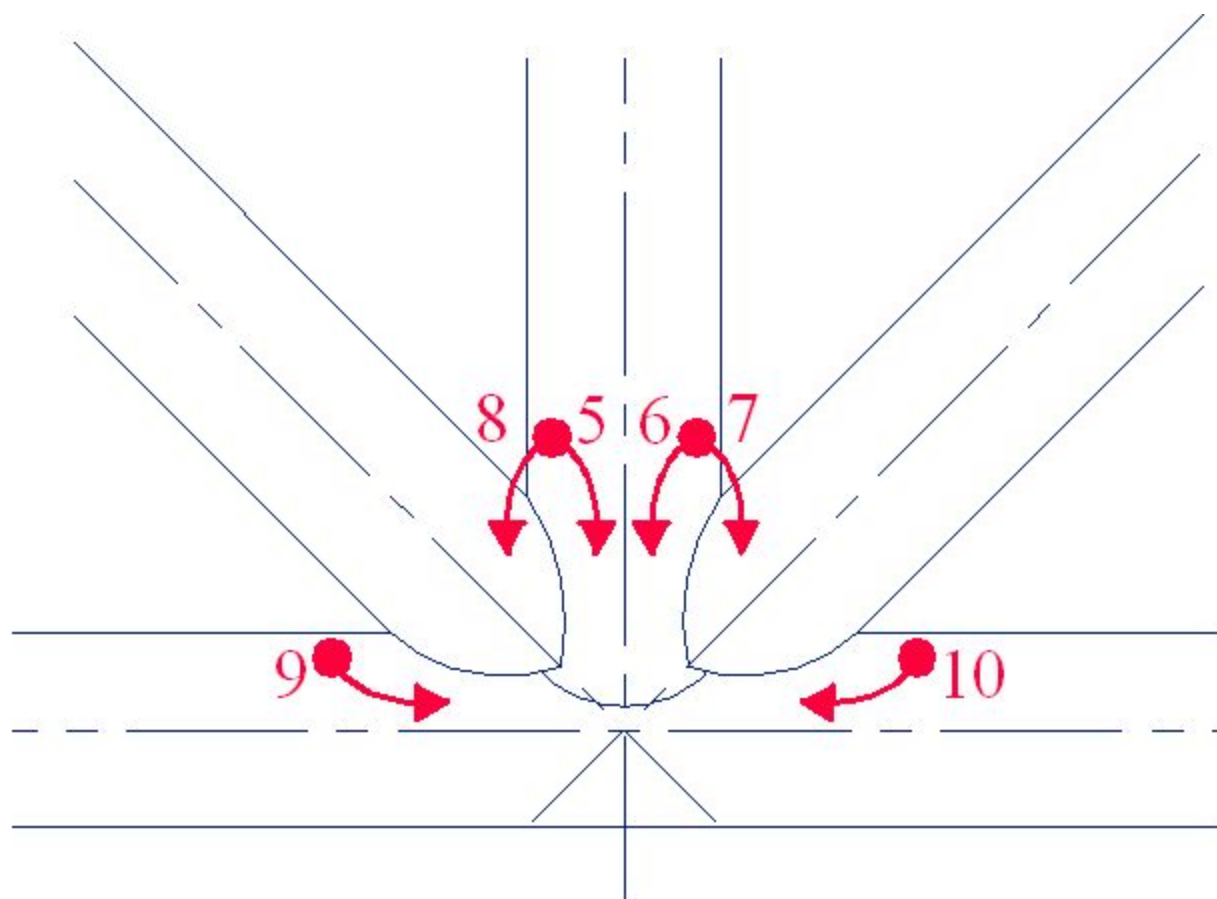
$$= 12,5 \text{ МПа.}$$

Продольные балки рассчитывают по схеме рис. 22.18,в.





www.sota-servis.com.ua



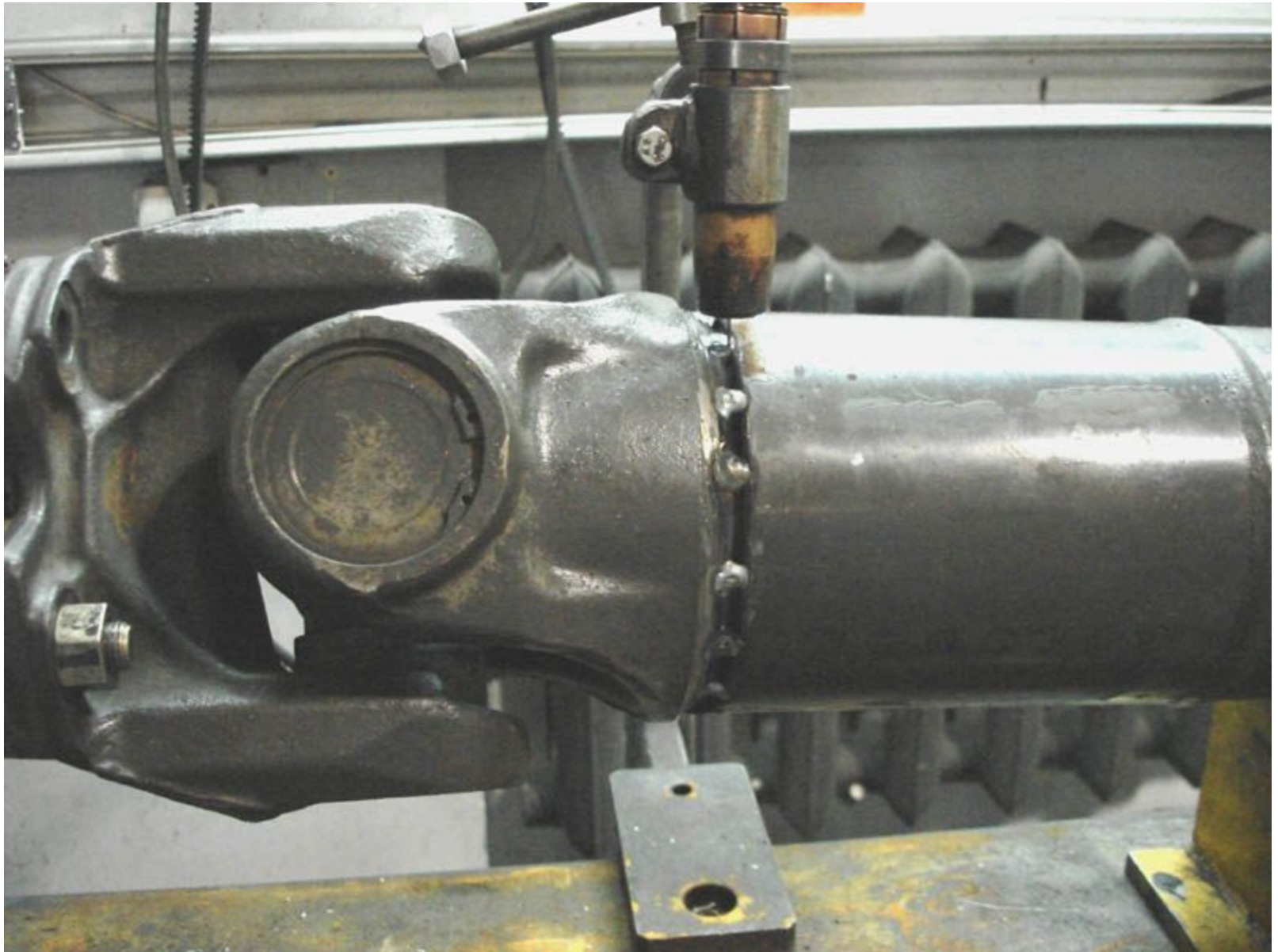
Сварные детали и узлы автомобилей

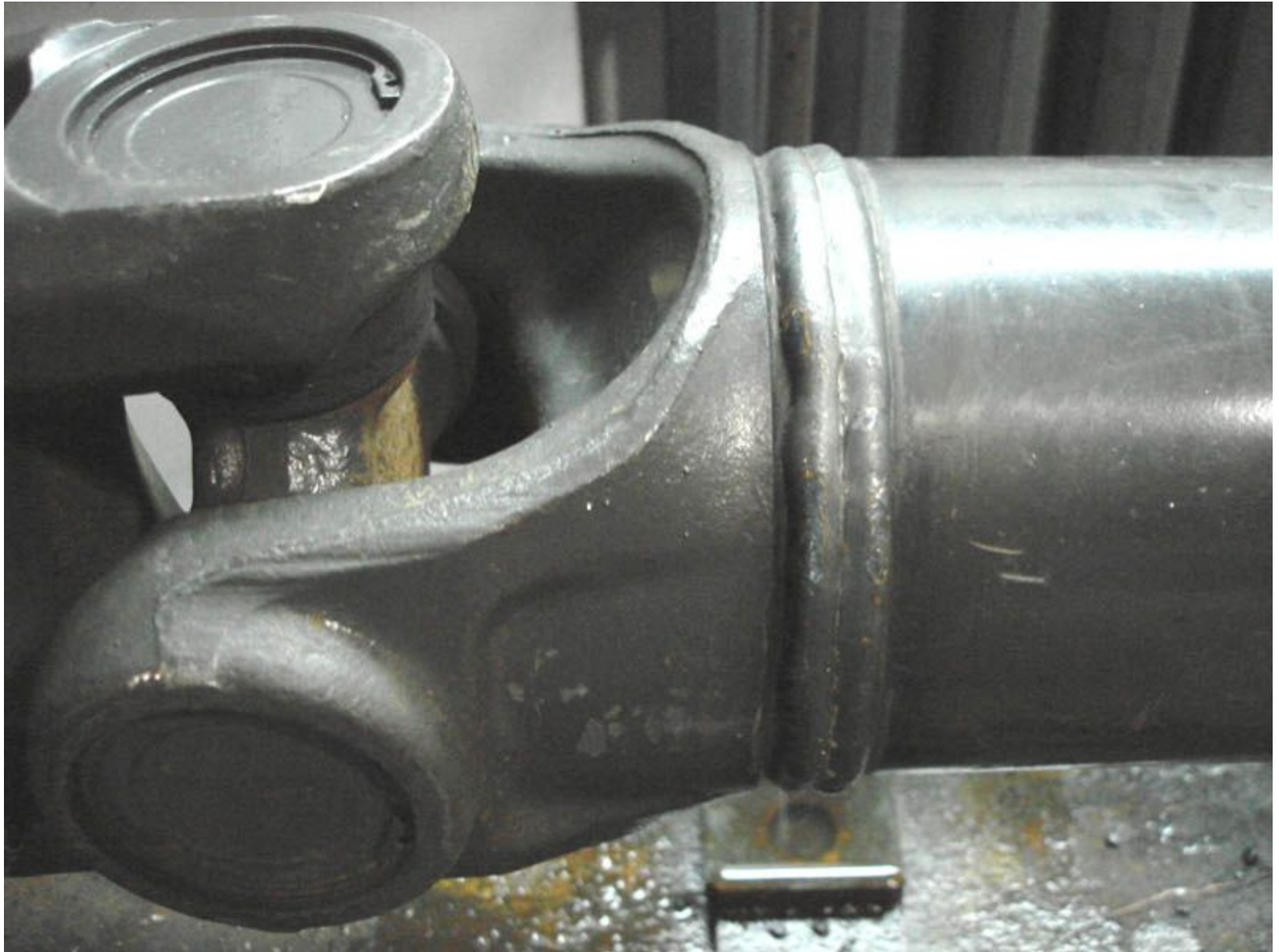
Сварные соединения деталей первой степени ответственности. Карданные валы. Необходимость обеспечить работоспособность карданных соединений в пределах пробега автомобиля до 250 тыс. км предъявляет два основных требования к качеству сварных соединений.

1. Должна быть обеспечена требуемая механическая прочность сварных соединений вилки и шлицевой втулки с карданной трубой.

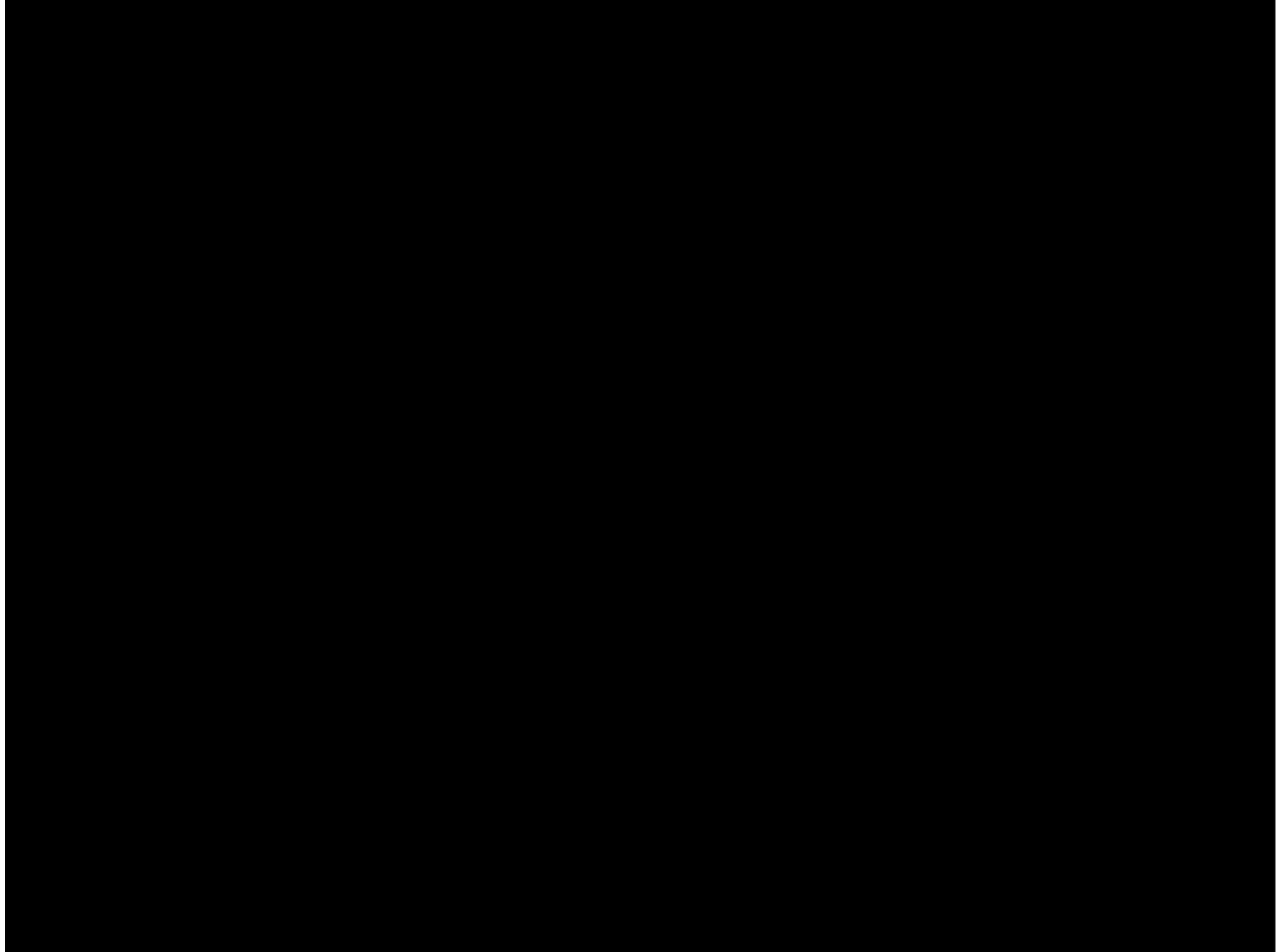
2. Конструктивное оформление сварных соединений и способов выполнения должны обеспечить минимальный развод ушков вилки и минимальную несоосность отверстий. Проведенные экспериментальные дорожные исследования показали, что несоосность отверстий должна быть не более 0,04 мм. Изготовление карданных передач с такой точностью в сочетании с рядом других мер обеспечивает их работоспособность в пределах пробега автомобиля 250 тыс. км.







Сварка трением



Сварные соединения деталей второй степени ответственности. Замена заклепочных соединений сваркой без существенного изменения конструкции не приводит к увеличению усталостной прочности рамы. Сварные точки для крепления поперечин к лонжерону, выполняемые либо контактной сваркой, либо дуговой сваркой, являются примерно такими же концентраторами напряжений, как и отверстия, пробиваемые для заклепочного соединения.

В сварной раме основные конструктивные изменения претерпевают поперечины. Разработаны, испытаны и применяются поперечины трубчатые, закрытые и открытые — двутаврового или швеллерного типа.

Рамы с трубчатыми поперечинами. Такие рамы обладают определенными преимуществами. Приложение к раме косимметричных нагрузок не вызывает значительных дополнительных напряжений лонжеронов от кручения, так как, не будучи стесненными в узлах, лонжероны из-за своей малой жесткости на кручение закручивают без существенного сопротивления. Основное сопротивление кручению оказывают поперечины. Трубчатые поперечины обеспечивают равномерное распределение напряжений как по сечению, так и по длине поперечины. Возможны два варианта соединения трубчатых поперечин с вертикальными стенками лонжеронов: стыковые присоединения поперечин к выштамповкам с отбортовками в лонжероне; стыковые присоединения поперечин к стенкам лонжеронов.

Наиболее благоприятными являются соединения по первому варианту, выполняемые контактной сваркой оплавлением. При отсутствии отборонок сварку следует производить в жестком режиме при плотности тока, в 2—3 раза большей, чем при обыч-

Сварные соединения деталей третьей степени ответственности. К этим деталям относятся кабина и оперение. В конструкциях цельнометаллической кабины и оперения грузового автомобиля, так же как и в конструкции кузова легкового автомобиля, в основном используют нахлесточные соединения элементов под точечную или рельефную сварку. Их получают путем отбортовки, подштамповки, забортовки, гибки и другими способами.

При проектировании сварных соединений необходимо:

избегать расположения точек, выходящих на лицевую поверхность (если эту поверхность не удастся закрыть декоративной накладкой), так как зачистка вмятин перед окраской приводит к утонению металла до 0,2 его толщины и снижает прочность конструкции;

исключать размещение точек на лекальных кривых поверхностях, а также на поверхностях малого радиуса кривизны, подгонка которых под сварку очень затруднена;

размещать точки с учетом максимальной доступности для механизированных способов сварки.

Для современного производства кабин характерно применение автоматических линий сварки как отдельных узлов (пол, двери), так и кабины в сборе. Автоматизация процессов сборки

СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ

КАКИЕ БУДУТ ВОПРОСЫ?