

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО – ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ**

На правах рукописи

**Жавлиева Хусния**

**Разработка рекомендаций по снижению погрешности  
механической обработки деталей и сборки узлов**

**5A521101- «Автомобили»**

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание академической степени магистра

**Одобрено на заседании кафедры  
магистратура:**

**Начальник отдела**

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2010 г

\_\_\_\_\_ доц. К.Ш. Зиядуллаев

зав. каф. «Технология

автомобилестроения»

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2010 г.

\_\_\_\_\_ д.т.н., проф. Шермухамедов А.А.

**Научный руководитель:**

\_\_\_\_\_ доц. А.Т. Тожиев

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2010 г.

Ташкент - 2010 г.

## РАЗРЕШЕНИЕ

Тема магистерской диссертации: Разработка рекомендаций по снижению погрешности механической обработки деталей и сборки узлов.

Я, Хусния Жавлиева, разрешаю библиотеке Ташкентского автомобильно-дорожного института (ТАДИ) пользоваться моей магистерской диссертацией в установленном ректоратом ТАДИ порядке.

Если материал моей диссертации будет использоваться для коммерческих целей или для получения прибыли, необходимо получение дополнительного моего соглашения и кафедры «Технология автомобилестроения» ТАДИ. Для чего прошу поставить меня в известность по адресу: Ташкентская область Аккурганский район, ул. Омонобод дом 15.

Мой e-mail: [husniya09292@mail.ru](mailto:husniya09292@mail.ru)

Тел.: +99897-707-02-29

Дата «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2010 г

Подпись автора \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

Текст 110 стр. 34 рисунок, 11 таблиц, 53 источников, литературы

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** Цилиндрические гладки и резьбовые соединения. Эксплуатационная надежность. Износ. Давление. Нагрузка. Загрязнители. Механические примеси. Трение. Испытания. Анализ. Эксперимент.

**Объектом исследования** являются производимые двигатели внутреннего сгорания, цилиндрические гладки и резьбовые соединения.

**Цель работы:** Повышение ресурса машин за счет снижения деформации деталей при механической обработке и сборке узлов.

**Научная новизна исследования** заключается в разработке методики исследования влияния деформации деталей машин на их ресурс.

Работа посвящается исследованию влияния деформации деталей при механической обработке и сборке узлов на ресурс машин. Разработка рекомендации по снижению деформации деталей при сборке узлов и агрегатов способствует повышению ресурса машин и механизмов и следовательно, эффективности их эксплуатации.

Повышение ресурса машин за счет снижения деформации деталей при механической обработке и сборке узлов.

Являются производимые двигатели внутреннего сгорания,.

Результатов данного исследования заключается в возможности использования разработанной методики для повышения ресурса аналогичных машин и механизмов.

**Практическая ценность** работы заключается во внедрении результатов исследования для повышения ресурса вновь выпускаемых двигателей внутреннего сгорания.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение</b> .....	6
<b>1 Глава 1. Исследование искажения формы заготовок при закреплении</b> .....	9
1.1 Крепление валов и сплошных заготовок в патронах .....	9
1.2 Деформация тонкостенных круговых заготовок при закреплении в патроне .....	18
<b>2 Глава 2. Изменение геометрических параметров при механической обработке</b> .....	29
2.1 Исследование механической обработки .....	29
2.2 Погрешность формы при обработке валов на станке .....	33
<b>3 Глава 3. Погрешности механизмов при сборке</b> .....	54
3.1 Исследование процесса монтажа машин .....	54
3.2 Резьбовые соединения и их влияние на искажение формы деталей машин при сборке .....	96
Общие выводы и рекомендации .....	106
Заключение .....	
Список использованной литературы .....	108

## Введение

Искажение геометрической формы и правильного расположения осей и поверхностей приводит к повышенному и неравномерному изнашиванию деталей, снижает точность работы подвижных соединений, искажает характер посадок, вызывает контактное трение, очаги задирав, неравномерное распределение напряжений в посадках с натягом.

Несоответствие детали требованиям, предъявляемым к ее форме или прочности, выявляется в начале работе детали или с течением времени вследствие постепенной утраты деталью своих первоначальных свойств. Большинство отказов происходит по причине износа, деформации и коррозии деталей. Поэтому должна прогнозироваться трансформация геометрической формы деталей, сопряжений, рассчитывается интенсивность и предельно допустимые изменения формы детали и искажения ее положения в механизме. Необходимо изыскивать пути снижения трансформации макрогеометрии детали, предусматривать средства компенсации этих искажений, осуществлять принципы местного улучшения качества поверхности деталей, привлекать средства резервирования для повышения надёжности машин.

При оценке качества деталей и механизмов возникают проблемы связи, положения, фактического и номинального контакта. Исследование путей разрешения этих проблем порождает сложные задачи макрогеометрии, упругих и пластических деформаций.

Результаты исследования показывают, что круговой цилиндр, плоская поверхность и другие идеальные геометрические формы не являются оптимальными очертаниями для сопряжения деталей машин. На перспективность принципа преднамеренного искажения контактирующих поверхностей деталей в целях достижения более совершенной работы сопряжений было указано многими исследователями.

Высокая точность машин и механизмов, достигаемая тщательным конструированием и технологической реализацией, иногда быстро теряется в

условиях эксплуатации вследствие потери некоторыми деталями заданной геометрической формы. Искажения формы деталей проявляются также и в процессе механической обработки и сборки. Эти изменения формы деталей заготовок часто являются следствием остаточных напряжений исходных заготовок, механической обработки деталей, ошибок конструирования деталей и сборки узлов и механизмов машины.

Первая глава диссертации посвящена к анализу трансформации погрешностей формы деталей в процессе обработки. Рассматриваются исходные погрешности заготовок и их образование при закреплении деталей на оборудовании. Вопросы формирования макрогеометрии деталей при механической обработки также является объектом исследования данной главы.

Вторая глава посвящена к исследованию формы и расположения элементов машин в процессе сборки, в частности исследуется деформация деталей цилиндра – поршневой группы двигателя.

В третьей главе исследуется влияние состояния резьбовых соединений на работу двигателя и разрабатываются конструктивные и технологические решения по улучшению качества производимых двигателей внутреннего сгорания.

Результаты полученные в данной диссертационной работе могут быть использованы для улучшения качества производимых двигателей внутреннего сгорания за счёт внедрения производство конструктивных и технологических решений.

*Актуальность работы.* Работа посвящается исследованию влияния деформации деталей при механической обработке и сборке узлов на ресурс машин. Разработка рекомендации по снижению деформации деталей при сборке узлов и агрегатов способствует повышению ресурса машин и механизмов и следовательно, эффективности их эксплуатации.

*Цель работы:* Повышение ресурса машин за счет снижения деформации деталей при механической обработке и сборке узлов.

*Объектом исследования* являются производимые двигатели внутреннего сгорания, цилиндрические гладкие и резьбовые соединения.

*Научная новизна исследования* заключается в разработке методики исследования влияния деформации деталей машин на их ресурс.

*Теоретическая ценность* результатов данного исследования заключается в возможности использования разработанной методики для повышения ресурса аналогичных машин и механизмов.

*Практическая ценность* работы заключается во внедрении результатов исследования для повышения ресурса вновь выпускаемых двигателей внутреннего сгорания.

## **Глава. I.**

### **Исследование искажения формы заготовок при закреплении**

#### **1.1. Крепление валов и сплошных заготовок в патронах**

Крепление валов и сплошных заготовок в центрах. В процессе механической обработки происходит приближение геометрического подобия заготовки к указанным в чертежах формам и размерам детали. Одновременно обработкой вносятся свои искажения, в том числе при установке и закреплении заготовки на станке для фиксации ее положения. Эти деформации являются следствием систематических и случайных погрешностей; их величина и характер зависят от вида и материала заготовки, способа приложения зажимных усилий и их величины, а также от жесткости элементов станка и приспособления. На заготовках следует различать поверхности: обрабатываемые; ориентирующие заготовку относительно инструмента или рабочих элементов станка; воспринимающие усилия зажимных устройств; используемые как база для измерений, свободные. Деформации, связанные с установкой детали, могут быть вызваны погрешностями: размеров и формы установочных элементов детали; выполнения установочных элементов приспособлений; базирования [50]. Следует придерживаться принципа совмещения установочной, измерительной и сборочной баз; соблюдать постоянство баз для всех операций; обеспечивать жесткость установки заготовки, т. е. неизменность ее положения в процессе обработки. Если конфигурация детали не дает возможности выбрать базу, прибегают к обработке установочных поверхностей, так называемых искусственных баз. Таковыми являются центровые тнезда для обработки деталей класса валов, площадки и отверстия при обработке моноблоков цилиндров двигателей автомобилей, выточки в юбках поршней и т. д. В связи с отклонениями базирующих поверхностей от правильных геометрических форм, особенно у черных и грубо обработанных заготовок, целесообразно их устанавливать на точечные опоры.

В местах касания заготовки с установленными элементами приспособлений на опоры со сферическими и рифлеными головками контактные деформации могут достигнуть величины в несколько десятых мм. При относительно больших размерах контактирующих поверхностей опор и заготовок деформации последних незначительны. Затруднения вызывает крепление нежестких заготовок; заданная форма, взаимное расположение поверхностей и размеры их относительно легко подвергаются изменениям. Длинные тонкие валы, ходовые винты, штоки, тонкостенные трубы, гильзы, цилиндры и многие другие заготовки относятся к группе нежестких. Ввиду значительных деформаций тонкостенных полых заготовок часто приходится отказываться от кулачковых и цанговых патронов и крепить такие заготовки по торцам. Однако и при таком методе крепления возможно искажение заготовки. В центрах закрепляют около 25% всех деталей, обрабатываемых на токарных станках. Несовпадение оси зацентровки с геометрической осью влечет за собой увеличение припуска на обработку, неравномерность глубины и усилия резания. Центровое отверстие обрабатывают разными способами. При центровке черного проката несовпадение центрального отверстия с центром торца составляет 0,3—0,8 мм, для холодноотянутых и обточенных заготовок несовпадение снижается до 0,05—0,1 мм. При центровании валов на двусторонних центровальных станках несовпадение осей может быть сведено до 20—25 мкм.

Исследование погрешностей формы заготовок при их креплении на станках выполнено в МВТУ В. С. Корсаковым, М. Д. Солодовым, М. И. Калининым, а также в ЛПИ А. И. Гузюкиным и В. Г. Подпоркиным. Ниже приводим некоторые данные из этих работ. При закреплении заготовки в центрирующих призмах центровального станка центр ее не совпадает с центром призм. Наибольшая величина погрешности  $\Delta_\phi$  для самой неблагоприятной формы заготовок (при допущении отсутствия изогнутости) составляет при креплении в приспособлениях с независимым перемещением призм

$$\Delta_{\phi} = E_{СНБ} = 0,707\sqrt{\Delta r_1^2 + \Delta r_2^2}$$

где

$$\Delta_1 = r_{1нб} - r_{нб}$$

$$\Delta_2 = r_{2нб} - r_{нб}$$

$r_{нм}$  — наименьший радиус-вектор поперечного сечения, равный радиусу окружности, вписанной в данное сечение;

$r_{1нб}, r_{2нб}$  — наибольшие радиусы-векторы большего и меньшего выступов;

0,707 — синус и косинус угла  $45^\circ$ .

При зацентровке изогнутых заготовок с наибольшей стрелой прогнутости  $u$  смещение их геометрических осей является погрешностью  $\Delta_u$ . Наибольшие величины этой погрешности составляют для заготовок: цилиндрических

и полуседлообразных  $\Delta_u = \frac{u}{2}$ ; конусных  $\Delta_u = \frac{u}{2} - \frac{\Delta r_u}{4}$ ; бочкообразных и

полуконусных  $\Delta_u = \frac{u - \Delta r_u}{2}$ ; седлообразных  $\Delta_u = \frac{u + \Delta r_u}{2}$ . Для заготовок,

имеющих основную форму цилиндра, седла и полуседла, погрешность  $\Delta_u$

будет при любой величине  $u$ . Для заготовок, имеющих основную форму

бочки или полуконуса, погрешность будет лишь при  $u > \Delta r_u$ , а для заготовок,

имеющих форму конуса — при  $u > \frac{\Delta r_u}{2}$ . Погрешность зацентровки  $E_{зц}$  будет

определяться составляющими, зависящими от настройки станка и

приспособления  $\Delta_n$ ; изогнутости заготовки  $\Delta_u$  и формы заготовки  $\Delta_{\phi}$  в

результате их сложения по правилу сложения случайных погрешностей:

$$E_{зц} = \sqrt{\Delta_n^2 + \Delta_u^2 + \Delta_{\phi}^2}$$

Вал, установленный в двух центрах, надлежит рассматривать как балку, свободно лежащую на двух опорах. Прогиб вала может быть уменьшен на 30—35%, если поджимом заднего центра создать соответствующее осевое усилие. В этом случае вал уподобляется балке, к концам которой, кроме осевых сил, приложены реактивные моменты, противодействующие поперечному прогибу. Для установки заготовок по

длине применяют плавающий передний центр. При несовпадении осей центровых гнезд могут произойти кромочные касания центров с гнездами, возникнуть контактные деформации кромок и вследствие этого смещение заготовок в поперечном направлении. Установка вала на центровые гнезда увеличенного диаметра и глубины и с уменьшенным углом позволяет снизить прогиб обрабатываемого вала. Например, при уменьшении угла центров до  $30^\circ$  и увеличении их глубины в 2 раза прогиб может быть снижен на 20—30% по сравнению с прогибом при стандартных центрах.

В сечении круглые сплошные заготовки отличаются от геометрически правильного цилиндра. В зависимости от характера и величины этих отступлений возникают погрешности при закреплении таких заготовок в патроне. Для приведенных на рис. 1.1 предельных положений при закреплении заготовок с сечением в виде эллипса в трехкулачковом патроне М. А. Калининым получены уравнения:

$$\varepsilon_1 = \frac{b}{2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \left( a \sqrt{\frac{1+k^2}{k^2 a^2 + b^2}} - 1 \right)$$

и

$$\varepsilon_2 = \frac{a}{2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \left( 1 + b \sqrt{\frac{1+k^2}{k^2 a^2 + b^2}} \right)$$

где  $a$ ,  $b$  — длины большой и малой полуосей эллипса;  $k$  — угловой коэффициент прямой, проходящей через начало координат и середину кулачка;  $u$  — угол контакта кулачков с заготовкой.

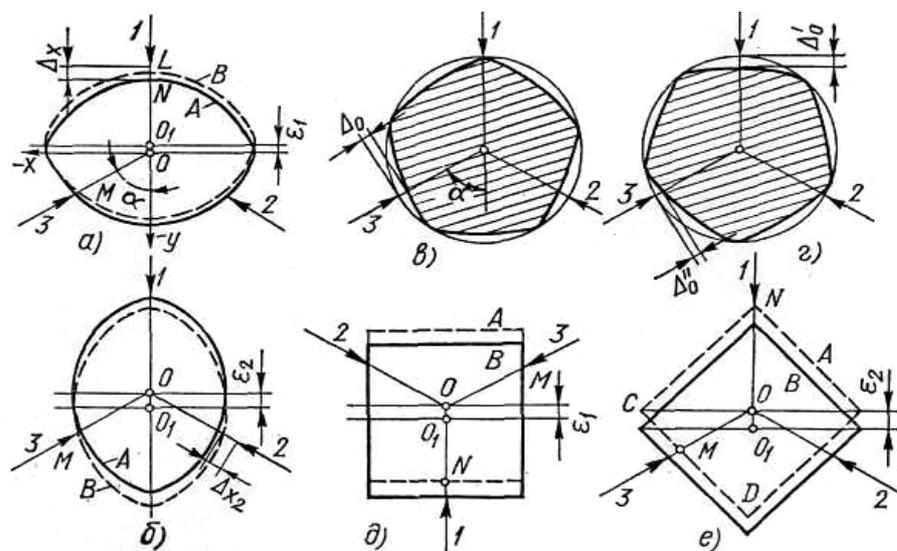


Рис. 1.1. Схемы к определению погрешности закрепления в трехкулачковом патроне заготовок с сечением в виде: а, б — эллипса; в, г — огранки; д, е — квадрата

В первом случае (рис. 1.1, а) центр заготовки смещается вверх на величину  $\varepsilon_1$ , а во втором случае — вниз на величину  $\varepsilon_2$  (рис. 1.1, б). Из приведенных уравнений следует, что величина погрешности закрепления в патроне зависит от величины диаметра заготовки, отклонений от правильной формы ее сечения и угла  $\alpha$  контакта кулачков с заготовкой; с увеличением этих параметров повышается погрешность закрепления;  $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ . Чем выше точность изготовления детали, тем меньше величина погрешности закрепления заготовки в патроне. Так, при номинальном  $\varnothing 500$  мм погрешность закрепления заготовки, выполненной по 6-му классу точности, равна 0,08мм; 7-му — 0,17мм; 8-му — 0,33, 9-му — 0,5мм.

Погрешности закрепления при огранке заготовки также зависят от формы сечения. При установке в патроне заготовок с сечением в виде многогранной фигуры и числом граней, кратным числу кулачков, погрешность закрепления близка к нулю. При пятивершинной огранке для случая, приведенного на рис. 1.1, в, погрешность закрепления определяется по приближенной формуле

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta_1}{2 \cos^2 \frac{\alpha}{2}}$$

где  $\Delta_0$  — величина огранки.

Погрешность закрепления зависит от величины огранки, диаметра заготовки, угла контакта с кулачками патрона. При закреплении заготовки в положении, показанном на рис. 1.1, а, погрешность определяется по приведенной выше формуле, где величина огранки  $\Delta_0$  определится как разность огранок  $\Delta_1$  и  $\Delta_0$ .

Неточность закрепления квадратной заготовки определяется для предельных положений, когда один из кулачков установлен против середины грани заготовки или против угла между двумя гранями (рис. 1.1, б). В этих случаях

$$\varepsilon_1 = \frac{\alpha}{2} \left( \frac{1}{\sin \alpha} - 1 \right)$$

и

$$\varepsilon_2 = \frac{\alpha}{4 \cos^2 \frac{\alpha}{2}} \left[ 1,4 - \frac{1}{\cos(\alpha - 45^\circ)} \right]$$

Здесь также  $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ , а величина погрешности закрепления зависит от размера стороны квадрата  $a$  и угла  $\alpha$ , контакта кулачка с заготовкой: чем больше величина этих параметров, тем больше погрешность закрепления. Более полно в [50] рассмотрены погрешности установки заготовок на внешнюю и внутреннюю цилиндрические поверхности, на два отверстия и на центровые гнезда.

**Деформации тонкостенных труб, закрепленных в двухкулачковом патроне.** Деформация тонкостенных цилиндров, сжатых двумя равными диаметрными силами, приложенными близко к торцу, встречается при закреплении круглых полых цилиндров в двухкулачковых патронах по наружной поверхности в ряде конструкций машин, в частности, при креплении гильз цилиндров. Были исследованы [[6] тонкостенные гладкие

трубы (табл. 1.1.) с внешним диаметром  $D = 40 \div 150$  мм, длиной  $L = 30 \div 1000$  мм, толщиной стенки  $a = 0,75 \div 3$  мм. В зависимости от размеров трубы нагрузка

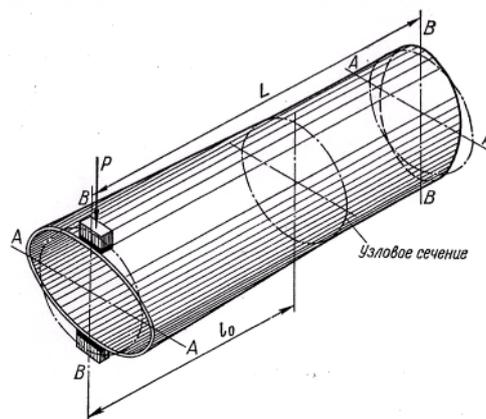
**Таблица 1.1**

*Материал и геометрические параметры некоторых тонкостенных труб, подвергнутых исследованию*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
№	Материал	$D$ в мм	$\alpha$ в мм	$g = \frac{\alpha}{D}$	$\Theta = \frac{r\sqrt{r}}{\sqrt{\alpha}}$	$L_{HВ}$ мм	$\frac{L_H}{D}$	$\frac{l_0}{D}$	$l_{0В}$ мм	$\frac{l_0}{L_H}$	$C_H$
1	Медь	50	2	0,040	83,5	175	3,5	2,4	120	0,68	2,08
2	Латунь	40	1	0,025	85,5	190	4,75	3,2	128	0,67	2,22
3	Алюминий	52	2	0,038	88,5	198	3,8	2,5	130	0,656	2,23
4	То же	42	1	0,024	92,7	200	4,75	2,9	122	0,61	2,16
5	Сталь	87,5	1,7	0,019	216,0	480	5,5	3,0	263	0,55	2,22
6	То же	65	1,15	0,016	168	345	5,3	3,5	327	0,657	2,05
7	»	43	1	0,023	96,2	216	5,0	3,1	133	0,62	2,24
8	»	45	1,5	0,033	82,8	193	4,3	3,18	144	0,74	2,33
9	»	42	1,5	0,036	77,2	168	4,0	3,1	130	0,77	2,17
10	»	50	1	0,020	121,5	250	5,0	3,0	150	0,60	2,05
11	»	51	2,5	0,049	75,5	153	3,0	2,25	116	0,75	2,02
12	»	50	2	0,040	85,5	190	3,8	2,87	143	0,75	2,27
13	»	135,4	2,1	0,015	376,0	780	5,75	3,0	406	0,52	2,08
14	Стекло	47	0,8	0,011	124,4	256	5,45	3,2	150	0,59	2,06
15	То же	46	0,78	0,012	122,0	250	5,43	3,3	152	0,61	2,05
16	Сталь	50	1	0,020	121,5	255	5,10	3,15	162	0,635	2,10
17	То же	65	1,15	0,0176	168,0	355	5,4	3,55	230	0,66	2,08
18	»	65	1,1	0,0170	172,0	344	5,3	4,0	260	0,75	2,00
19	»	113,4	2,15	0,019	291,4	595	5,25	3,1	350	0,588	2,04

составляла от 20 до 200 кг. В некоторых случаях изучали трубы толщиной до 20 мм при нагрузке до 10 г. Для каждой трубы назначали два произвольных относительно сечения трубы взаимно перпендикулярных направления *AA* и *BB* (рис. 1.2). Замеры обычно производили в четырех направлениях, в некоторых случаях число направлений замеров увеличивали. До нагружения окружность каждой трубы размечали на соответствующее число направлений на делительной головке с точностью до 2". По длине трубы делили на поясы; расстояние между поясами замеров намечали кратным характеристике поперечного сечения трубы  $\Theta = \frac{r\sqrt{r}}{\alpha}$ , где  $r$ —срединный радиус трубы; отсчет поясов замеров начинали от точки приложения нагрузки; нагружение труб производили вблизи одного из концов в пределах упругости. Действующую силу направляли перпендикулярно к оси трубы по диаметру *BB*. Нагрузку через призму с резиновой подкладкой распределяли по окружности трубы на угол от 5 до 15°. Нагрузку свыше 200 кг осуществляли на прессе, а до 200 кг — на приспособлении. Замеры труб производили до и после нагружения, деформацию определяли по разности замеров пасси-метром или миниметром с ценой деления шкалы 0,001 мм. После замеров отрезали часть, равную по длине  $\Theta$ . Оставшуюся часть трубы нагружали и снова подвергали замерам, затем отрезали еще одну часть и так далее до заданного предела. Во избежание деформации труб отрезку производили в оправках.

Характер распределения напряжений «а поверхности тонкостенной трубы, возникающих в результате приложения сосредоточенной нагрузки у одного из торцов трубы, и положение узлового сечения определяли лаковыми покрытиями. Побочной целью этих исследований было определение (мест расположения проволочных датчиков для последующих тензо-метрических испытаний. Трубы покрывали слоем хрупкого лака; напряжения, возникающие в поверхностном слое детали, передавались лаку, и в зонах растягивающих напряжений возникали трещины, расположенные перпендикулярно к большему главному напряжению.



*Рис. 1.2. Схема деформации трубы: деформация при линейчатом эффекте*

Густота трещин характеризует, до некоторой степени, величину возникающих напряжений; по отсутствию трещин судят об участках детали с излишним запасом прочности. Можно подобрать лак, в слое которого трещины будут появляться лишь с достижением определенной величины напряжений. Обычно трещины образуются на лаках при относительной деформации  $7 \text{ мк/см}$ , что соответствует для стали напряжениям  $14 \text{ кг/мм}^2$ . Расстояния между отдельными трещинами уменьшаются равномерно до относительной деформации  $13 \text{ мк/см}$  ( $27 \text{ кг/мм}^2$ ), а при дальнейшем росте деформаций изменения расстояний столь малы, что их измерить не представляется возможным. Таким образом, кроме качественной картины распределения напряжений, можно судить и о величине напряжения. Однако вследствие отклонений в составе лака, изменения влажности и температуры возможны отклонения показаний на  $20\text{—}25\%$ . Для получения трещин от деформаций сжатия применяют косвенные методы. Например, деталь покрывают лаком и высушивают под нагрузкой, при удалении нагрузки трещины появляются в местах напряжений сжатия. Можно также получить трещины на поверхностях, подвергнутых сжатию, и другими путями. Данные о примененных нами лаках приведены в работе.

Характер деформации тонкостенной трубы под действием в одном из ее концов двух сосредоточенных диаметрально противоположных сил

принципиально различен в зависимости от длины трубы и в пределах упругости не зависит от величины приложенной нагрузки и материала трубы. Ввиду отсутствия терминологии для рассматриваемого характера деформации вводим понятие прямолинейной деформации цилиндра (линейчатый эффект) и криволинейной деформации (концевой эффект).

Первый вид деформации характерен тем, что после ее возникновения искажается геометрия цилиндра по всей его длине. Если мысленно выделить по образующей, вдоль оси цилиндра, элементарные полосы-своды, то под действием приложенных сил эти своды поворачиваются всей своей длиной на некоторый угол вокруг узлового сечения. Поверхность при этом остается линейчатой, т. е. описанной неким сложным движением прямой линии кппостпанстве или линией близкой к прямой.

## 1.2. Деформация тонкостенных круговых заготовок при закреплении в патроне

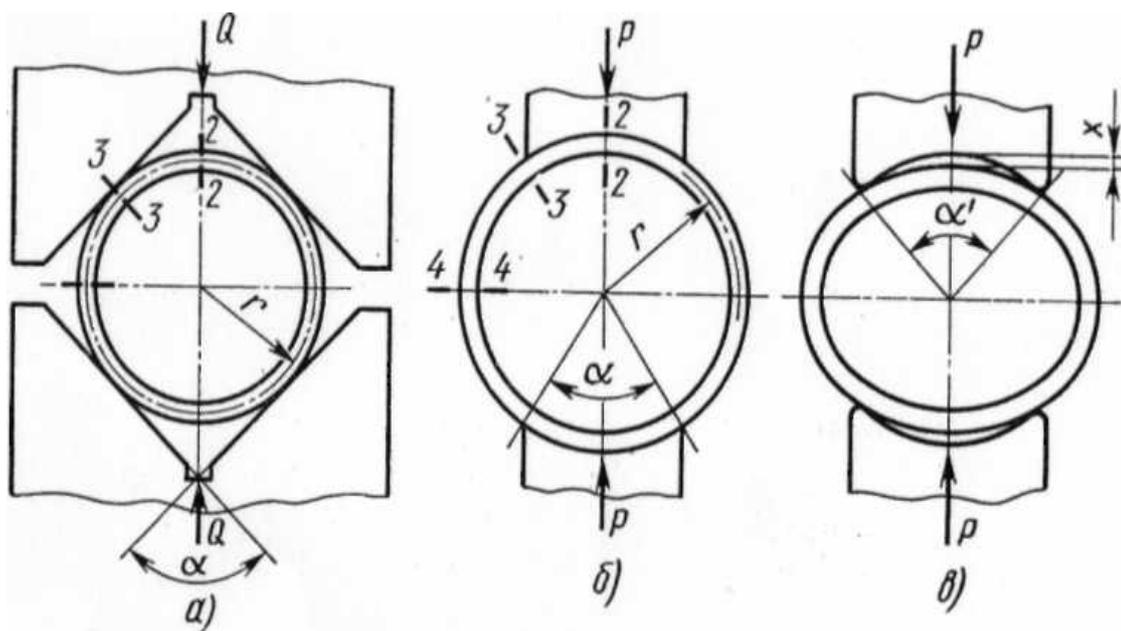
**Кольца.** Крепление тонкостенных круговых заготовок в патронах применяют при растачивании, обтачивании, шлифовании и других видах механической обработки. Тонкостенные заготовки при таком креплении легко деформируются под действием зажимающего усилия. Например, при креплении в трехкулачковом патроне тонкостенных заготовок (рис. 1.3, а), гильз, втулок, колец они упруго деформируются (рис. 1.3, б), формы их искажаются. Обточенные или расточенные в таком виде заготовки (рис. 1.3, в) после снятия со станка упруго восстанавливают свою форму и обработанная поверхность оказывается некруглой (рис. 1.3, г). В. С. Корсаковым [50] определены значения наибольших прогибов ( $\delta_1$ ), выпучиваний ( $\delta_2$ ) и соответствующих им погрешностей формы ( $\Delta\phi$ ) при креплении тонкостенных колец в самоцентрирующих патронах (табл. 1.3), когда радиальные силы направлены к центру. В таблице  $C = \frac{Pr^2}{FI}$  в см. Для определения деформаций при креплении таких колец по внутренней



**Таблица. 1.3.**

*Деформации толстостенных колец, закрепленных в многокулачковых патронах*

1	2	3
Число кулачков в патроне	Наибольший прогиб кольца	Наибольший выпучивание кольца
3	$\delta_1 = \frac{Pr}{EF} (0,192 \frac{r^2}{h^2} + 1,324$	$\delta_2 = \frac{Pr}{EF} (0,1716 \frac{r^2}{h^2} + 0,011$
4	$\delta_1 = \frac{Pr}{EF} (0,072 \frac{r^2}{h^2} + 1,212$	$\delta_2 = \frac{Pr}{EF} (0,06 \frac{r^2}{h^2} - 0,321$
6	$\delta_1 = \frac{Pr}{EF} (0,0204 \frac{r^2}{h^2} + 1,313$	$\delta_2 = \frac{Pr}{EF} (0,0108 \frac{r^2}{h^2} - 0,551$
Условные обозначения: F-площадь поперечного сечения кольца в мм <sup>2</sup> ; h- высота поперечного сечения в мм.		



*Рис. 1.4. Схемы крепления кольца: а - в самоцентрирующих призмах; б - в двухкулачковом патроне; в - деформация кольца при креплении двумя кулачками*

призм и кольца снижает деформацию последнего. При  $\alpha = 90^\circ$  и коэффициенте трения 0,17 перемещения в сечениях 2—2, 3—3 и 4—4 (рис. 2.2, а) определяются по формулам:

$$\delta_2 = 0,005 \frac{Pr^3}{EI}$$

$$\delta_3 = 0,004 \frac{Pr^3}{EI}$$

$$\delta_4 = -0,012 \frac{Pr^3}{EI}$$

Погрешность формы при отсутствии трения  $\Delta_\phi = 2(\delta_2 + \delta_3)$  а при коэффициенте трения 0,17  $\Delta_\phi = 2(\delta_2 + \delta_4)$ . Знак плюс в выражениях и означает прогиб кольца, а минус в выражении — его выпучивание. При зажиме кольца в трехкулачковом патроне усилие на каждом кулачке определяется по формуле  $P = kq$ , где  $q$  — усилие, прилагаемое к рукоятке ключа патрона, в  $кГ$ ;  $k$  — коэффициент, величина которого составляет: 25,6 при диаметре патрона 130 мм; 33,2 — при  $\Theta$  160; 38,3; при  $\Theta$  240 и 55,3 при  $\Theta$  380 мм. Деформации кольца под серединой кулачка и выпучивание между кулачками определяются соответственно по формулам:

$$\delta_k = 0,0156 \frac{r^3 P}{EI} ;$$

$$\delta_o = -0,0145 \frac{r^3 P}{EI}$$

Отношение  $\delta_o / \delta_k = 0,9295$ . Для деформации тонкостенного кольца в двухкулачковом патроне это отношение меньше и составляет лишь 0,9194.

Вследствие деформации тонкостенных колец при их закреплении по наружной поверхности в двухкулачковом патроне (рис. 1.4, б) контакт с заготовкой сохраняется лишь по кромкам кулачков (рис. 1.4, в). Такой контакт создается, когда кулачки расточены по радиусу наружной поверхности заготовки. Действие сил трения изменяет характер деформации кольца. При закреплении кольца по внутренней поверхности изгибу подвергаются только участки кольца, расположенные между кулачковыми патронами, если радиус рабочих поверхностей кулачков равен радиусу базовой поверхности кольца. И в этом случае на погрешность формы кольца

влияют силы трения. Деформация заготовок может быть уменьшена при применении кулачков с охватывающей частью увеличенной ширины. Уменьшается также искажение формы кольца, если радиус расточки кулачков  $r_1$  равен радиусу базовой поверхности заготовки  $r_2$ . При креплении заготовки по наружной поверхности допускается применение  $r_2 > r_1$ . При креплении колец по внутренней поверхности деформации увеличиваются с применением  $r_2 > r_1$ , а также  $r_2 > r_1$ , и поэтому строго должно соблюдаться условие  $r_2 = r_1$ . Для уменьшения погрешности формы заготовки при креплении коэффициент трения между кулачком и заготовкой желательно обеспечивать возможно большим. При коэффициенте трения между кулачком и заготовкой  $\mu = 0,2$  и широких кулачках деформация колец уменьшается на величину до 30%, при узких кулачках роль трения снижается. Если закрепить кольцо в приспособлении, в котором зажимное усилие будет приложено по всей окружности кольца равномерно с интенсивностью  $p$ , то радиальное перемещение точек кольца

$$\Delta r = \frac{pr^2}{2Es} \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2s^2}}$$

Уменьшение диаметра кольца в результате его кругового зажима  $\Delta d = 2 \Delta r$ . Эта погрешность систематическая и может быть компенсирована при настройке станка. Кроме того, при круговом зажиме появляется погрешность размера, а не формы, которая имела место при зажиме в кулачковых патронах.

**Гильзы.** Тонкостенную гильзу (№ 1) цилиндра д. в. с. подвергали сжатию диаметрально противоположными сосредоточенными силами вблизи торца без фланца. Данные измерений показали, что: 1) все линии, показывающие положение образующих вне зависимости от величины нагрузки

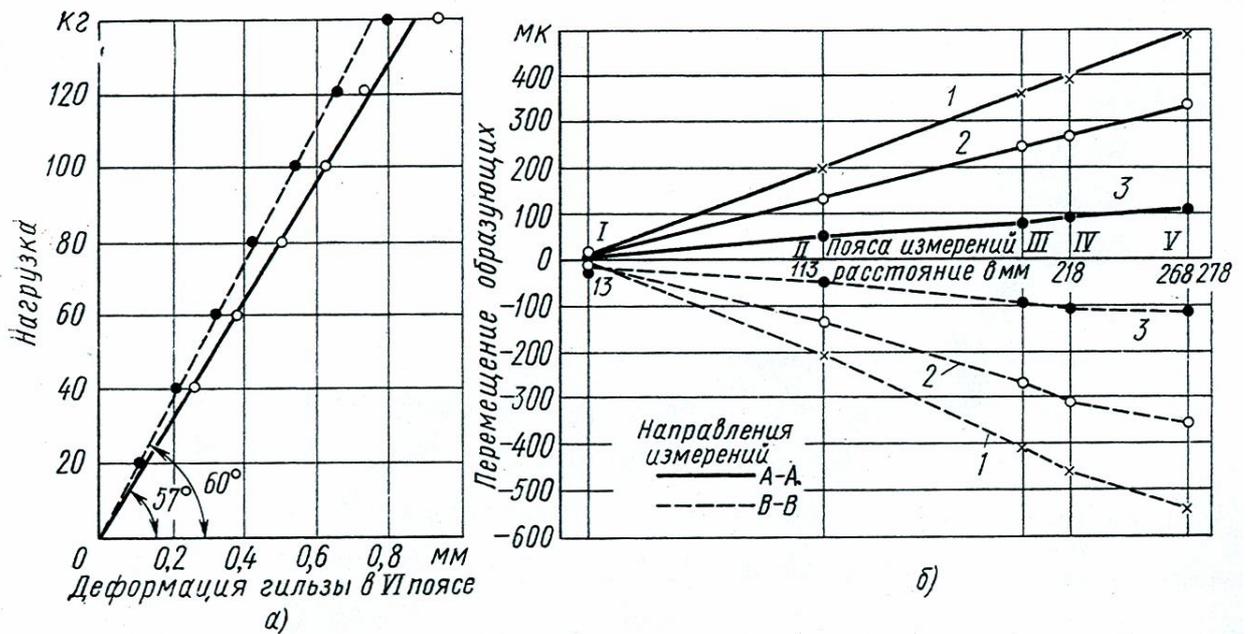


Рис. 1.5. Деформация гильзы:

а - № 1 в зависимости от нагрузки; б - № 2 (ребристой) при нагружении в направлении ВВ на расстоянии 67 мм от нижнего торца силой: 1— 70 кг - 2 - 45 кг; 3 — 15 кг

(в пределах упругости), пересекаются в одной точке, соответствующей узловому сечению. Эта точка пересечения находится между поясами замеров III и IV на расстоянии 52 мм от края гильзы; 2) при деформации гильзы образующая не меняет или почти не меняет своей формы; 3) до узлового сечения (считая от VII пояса) величина деформации в направлении (ВВ) действия силы больше, чем в перпендикулярном (АА) направлении; 4) за узловым сечением деформации по направлению АА больше, чем по ВВ. Таким образом, при деформации гильзы обнаруживается типичный линейчатый эффект, зависимость деформации от величины нагрузки линейна (рис. 1.5, а); а, следовательно, деформация упруга. Линии, изображающие деформацию гильзы двух модификаций,— ребристые (№ 2) и гладкие (№ 3) другого типа двигателя пересекаются близко к их верхнему торцу (рис. 1.5, б), т. е. выявлен предел линейчатого эффекта. Местоположение узлового сечения, определенное для этих гильз по уравнению, оказалось на 20 мм дальше от верхнего торца гильзы по сравнению с фактическим. Расхождение это было вызвано наличием фланца в верхней части гильзы. Когда нагрузка была приложена на расстоянии 13

мм от верхнего торца гильзы, узловые сечения отстояли от нижнего торца на расстояния, равные расчетным.

Экспериментально полученное отношение между перемещениями образующих в двух взаимно перпендикулярных направлениях  $AA$  и  $BB$  согласуется с расчетными данными по сдавливанию кольца, которые применимы к рассматриваемой деформации гильз в качестве первого приближения. Поперечное сечение гильзы в любом поясе представляет собой кольцо. Если сосредоточенные диаметрально противоположные силы  $P$ , которые приложены в  $VI$  поясе замеров, приложить к кольцу (рис. 1.6, а)

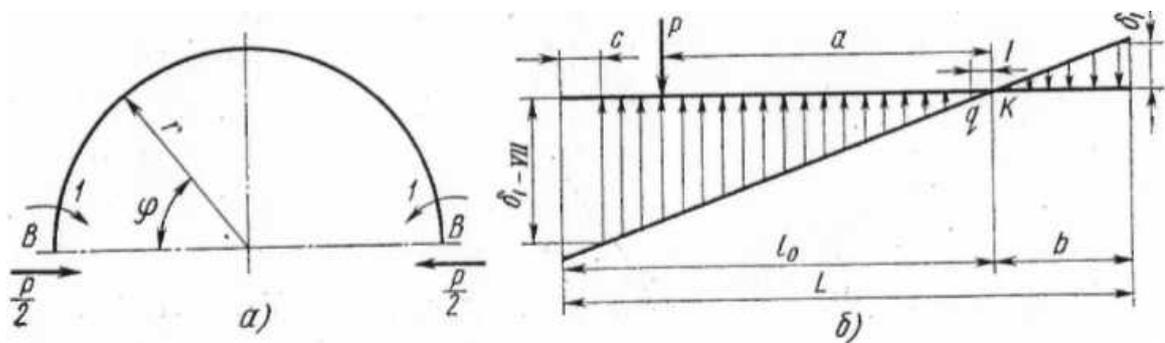


Рис. 1.6 Схемы к расчету: а — деформации кольца;

б — величины деформирующей силы

и мысленно разрезать его по  $BB$ , тогда посредством интеграла Мора может быть определено перемещение элементов кольца в направлении  $BB$ :

$$\Delta_{B_1} = \frac{1}{EI} \int_0^{\pi} \left( \frac{Pr}{2} \sin \varphi - \frac{Pr}{\pi} \right) (1r \sin \varphi) r d\varphi \approx 0,149 \frac{Pr^3}{EI}$$

Знак плюс означает, что деформация получается в направлении единичной силы, т. е. диаметр  $BB$  уменьшается. Перемещение в направлении  $AA$  будет

$$\Delta_{A_1} = \frac{2}{EI} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( \frac{Pr}{2} \sin \varphi - \frac{Pr}{\pi} \right) \left[ -\frac{r}{2} (1 - \cos \varphi) \right] \times r d\varphi \approx -0,137 \frac{Pr^3}{EI}$$

Знак минус означает, что деформация получается в направлении, противоположном единичной силе, т. е. диаметр  $AA$  увеличивается. Отношение второго интеграла к первому равно  $0,9194 \approx 0,92$ . Отношение деформаций (по поясам в направлениях  $AA$  и  $BB$ ) при сдавливании

свободной гильзы оказалось равным 0,912, т. е. среднее отношение деформаций, полученное экспериментально, лишь на 0,8% отличается от расчетного. По формулам и определяли силы, вызывающие уменьшение и увеличение диаметра кольца соответственно по выражениям:

$$P_1 = \delta_1 \frac{EI}{0,149r^3} ;$$

$$P_2 = \delta_2 \frac{EI}{0,137r^3} ,$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  равны известным  $\Delta B_1$  и  $\Delta A_1$  а  $I$  — момент инерции сечения относительно образующей.

Приведенная толщина гильзы (учитывая ребра и бурты)  $\alpha = 4$  мм. Принимаем, что гильза состоит из тонких колец шириной в единицу длины, связанных между собой, деформирующихся при нагрузке и распределяющих ее вдоль всей гильзы пропорционально радиальным перемещениям. Обозначим через:  $a = 15,8$  см — расстояние от точки приложения силы ( $VI$  пояс замера) до узлового сечения;  $l_0 = 21,3$  см — расстояние от нижнего торца гильзы до узлового сечения;  $L = 28$  см — полная длина гильзы;  $b = L - l_0 = 6,7$  см — расстояние от узлового сечения до верхнего торца гильзы;  $\delta_{I-VII}$  — деформация в  $VII$  поясе замера в направлении  $BB$  действия силы;  $c = 1,9$  см — расстояние  $VII$  пояса замера от нижнего торца гильзы. Составим уравнение моментов действующих сил (см. рис. 1.6, б) относительно узлового сечения (точка  $K$ ):

$$\sum M_k = P_a - q_0 \frac{l_0^3}{3} - q_0 \frac{b^3}{3} = 0$$

Уравнение проекции сил на ось  $OY$ , действующих на гильзу, будет следующим:

$$\sum y = 0 = P - q_0 \frac{l_0^2}{2} + q_0 \frac{b^2}{2}, \quad \text{или} \quad q_0 = \frac{2P}{l_0^2 - b^2}$$

Нагрузку  $Q$  на кольцо шириной 1 см выразим как произведение отпорности  $q_0$  на расстояние от узлового сечения до середины определяемого кольца и на ширину, или  $Q = q_0 l \cdot 1$ . Для нашего случая  $Q = 0,004892 \cdot 21,3 \cdot 1 = 0,1042P$  кг. По формуле Мора  $P_I = Q = 1042P = \delta_{I-VII} \frac{EI}{0,149r^3}$  из этого уравнения определим исходную силу  $P = 39,18$  кг, приложенную в VI поясе. Деформация в VII поясе замера в 0,3 мм была получена на прессе при нагрузке 40 кг. Эта нагрузка отличается от полученной расчетом на 2%. Определение нагрузки по величине деформации в тех случаях, когда момент, уравнивающий систему, не равен нулю, рассмотрено выше.

Деформация тонкостенных гильз при их креплении в трехкулачковом патроне исследована В. С. Корсаковым. При расчете деформации гильзы приняты допущения, что срединная поверхность гильзы нерастяжима и что деформированная образующая сохраняет прямолинейность. Потенциальная энергия деформации круглого цилиндра при указанной схеме нагружения, является суммой потенциальных энергий изгиба и скручивания и определяется, согласно С.П. Тимошенко, по формуле

$$V = \frac{\mu}{2r^4} \iint (W + \frac{\partial^2 W}{\partial \varphi^2})^2 + 2(1 - \mu)r^2 (\frac{\partial^2 W}{\partial \varphi dx} + \frac{\partial V}{\partial x})^2 r d\varphi dx$$

Начало отсчета принято от плоскости приложения нагрузки. Интегрирование распространяется на всю поверхность оболочки.

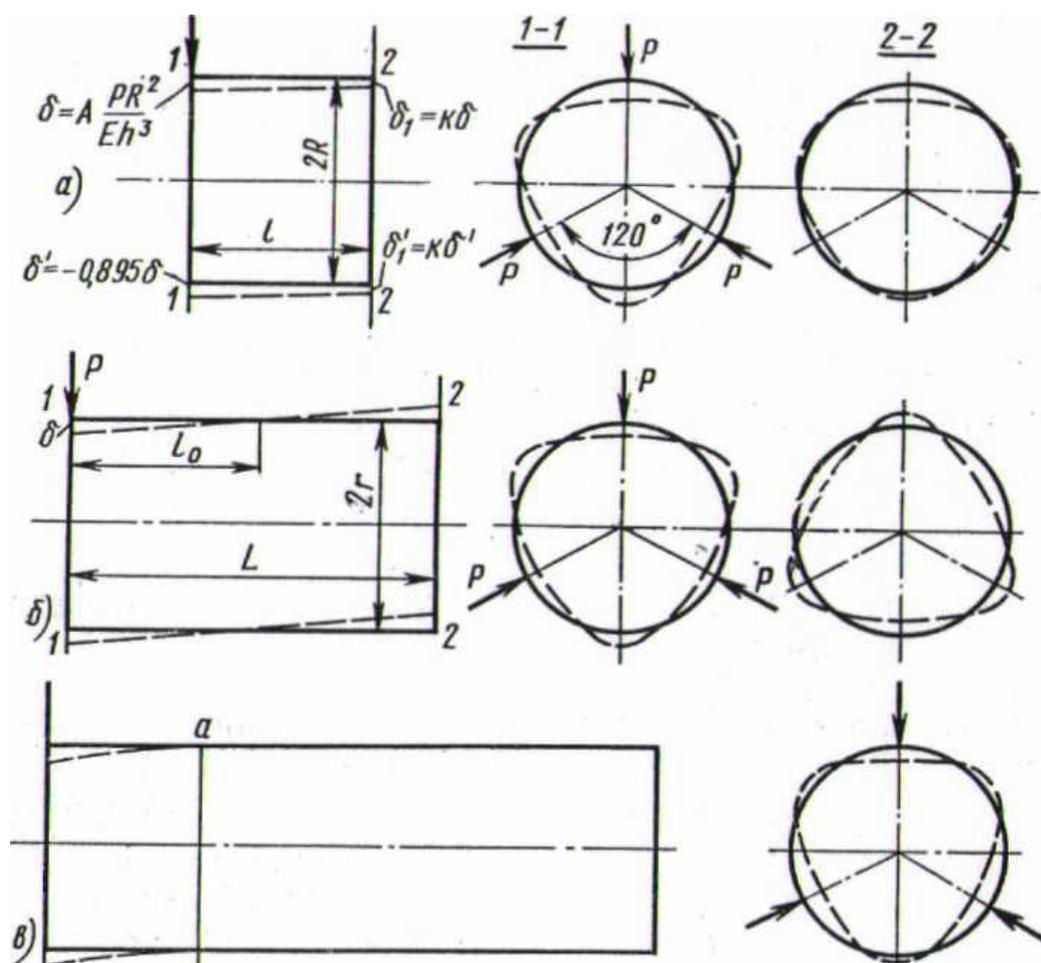


Рис. 1.7. Характер деформации тонкостенной гильзы, закрепленной с одного торца в трехкулачковом патроне:

*a* — короткой; *б* — средней длины; *в* — длинной. Сплошные линии — форма гильзы до крепления; пунктирные линии — после крепления

Исходя из условия прямолинейности образующей гильзы, можно определить ее деформацию в любой точке по длине в плоскости и усилия зажима. Наибольшая деформация заготовки возникает при приложении зажимающего усилия у одного из торцов (рис. 1.7). Экспериментальная проверка расчетных данных была произведена применительно к трубам с отношением  $l : D = 1,95, 1,26$  и  $0,63$ .

Данные замеренных и вычисленных деформаций под действующей силой оказались достаточно близкими, а для свободного конца значительно расходились. Последнее является следствием недостаточной точности расчета, который не учитывает растяжение срединной поверхности и местное изменение кривизны заготовки в области ее контакта с кулачками,

передающими нагрузку. Для практических целей расчет в большинстве случаев обеспечивает достаточную точность. Для длинных гильз характер деформации отличается от коротких, когда  $L : r < 4$ . При  $L : r \gg 1$  свободный конец гильзы выпучивается, величина последнего возрастает с увеличением длины оболочки. С увеличением длины кулачков до половины длины образующей гильзы деформации ее уменьшаются.

С увеличением ширины охватывающей части кулачков деформация несколько снижается, еще больший эффект достигается при поджиге свободного конца гильзы вращающимся центром. Уменьшение деформации может быть достигнуто при одновременном закреплении гильзы в двух плоскостях по внутренней и наружной поверхности, а также при ее установке на раздвижные конусы или разжимные оправки. При достаточном осевом усилии форма поперечного сечения на некоторой длине не искажается. При несимметричном расположении усилий зажима относительно средней плоскости гильзы торцовые ее плоскости искажаются.

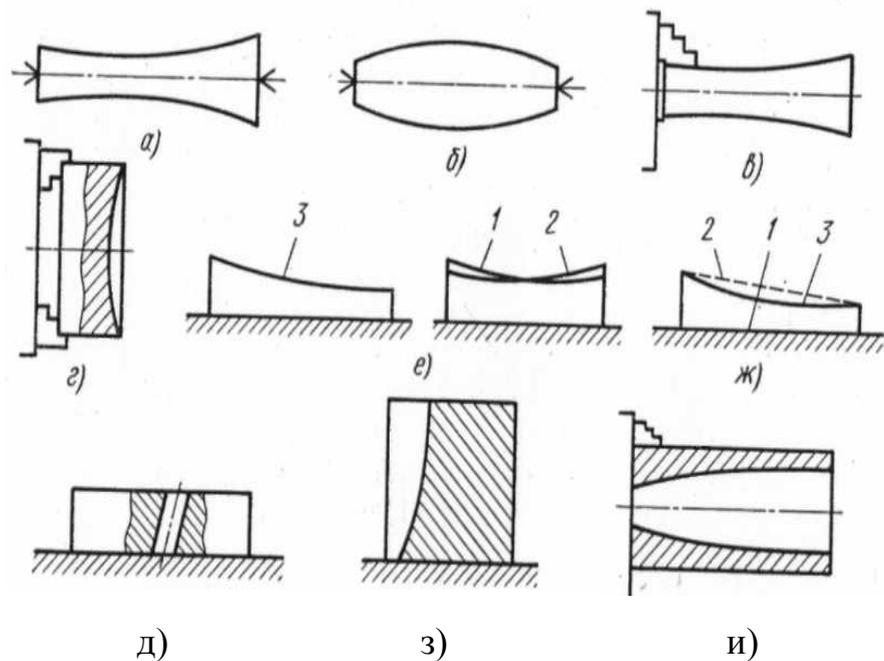
## Глава 2.

### Изменение геометрических параметров при механической обработке

#### 2.1. Исследование механической обработки

**Механическая обработка** может рассматриваться как последовательная смена форм, размеров и взаимного положения поверхностей заготовки, которая завершается некоторым их приближением к макрогеометрии детали, предусмотренной рабочим чертежом. Правильно назначенные допуски убывают в следующей последовательности: на размеры между обрабатываемыми поверхностями, на их взаимное положение, точность формы, шероховатостей, т. е. величина допуска по чистоте поверхности должна быть наименьшей, а по размеру — наибольшей. В процессе обработки детали возникают новые погрешности формы, происходит наложение (суперпозиция) макроотклонений, волнистости и шероховатости поверхности, т. е. они суммируются с учетом знака относительно заданной геометрии. Эти погрешности образуются вследствие отклонений от идеальных взаимных перемещений в системе СПИД (кинематические погрешности) и искажений элементов системы под воздействием усилий резания (динамические погрешности). Кинематические погрешности не зависят от усилий резания и режима обработки, они остаются постоянными по величине в течение длительного периода эксплуатации станка. Динамические погрешности формы изделия зависят от выбранных режимов обработки, они переменны по величине. Искажение формы деталей при обработке резанием возникает и вследствие температурной деформации СПИД. Эти влияния на макрогеометрию детали рассмотрены ниже. Слагаемые продольной и поперечной погрешностей формы суммируют по правилу квадратного корня с учетом их: частичной компенсации.

Усилия резания при любом направлении в пространстве можно разложить по осям пространственной системы координат на составляющие  $P_x$ ,  $P_y$  и  $P_z$ . Ось  $y$  имеет направление, нормальное



*Рис. 2.1. Утрированные искажения формы поверхностей деталей, обработанных на станках*

к обрабатываемой поверхности в области касания инструмента к изделия, а оси  $x$  и  $z$  совпадают соответственно с направлениями подачи и резания. Вследствие упругости системы СПИД усилия, резания перемещают ее элементы друг относительно друга, вызывают погрешности формы и размеров обрабатываемого изделия.. Приведем несколько примеров. Контактные деформации (отжатия) при обработке в центрах на токарных станках жестких деталей неодинаковы по длине, это придает деталям в продольном сечении седлообразную форму (рис. 2.1, а); прогиб; детали придает ей бочкообразную форму (рис. 2.1, б). Форма: детали в продольном сечении при обработке в патроне или цанге описывается кривой второго порядка (рис. 2.1, в). При торцовок обработке детали на планшайбе или в патроне с одинаковыми усилиями отжатия в различных точках обрабатываемой поверхности зависят от плеч, к которым эти усилия приложены. Форма, такой поверхности также описывается кривой второго порядка при обработке как от центра к периферии, так и наоборот; в последнем случае неплоскостность будет меньше (рис. 2.1, г.). Ось отверстия, выполненного на вертикальном сверлильном станке, окажется отклоненной

от перпендикулярности к опорной поверхности изделия вследствие углового отжата стола станка (рис. 2.1, *д*).

В зависимости от размещения на столе шепинга и направления подачи (1 — левое, 2 — правое) отжата, возникающие при строгании, приводят к тому, что поверхность детали приобретает одну из трех форм, показанных на рис. 2.1, *е*. В результате обработки детали на горизонтально-фрезерном станке фрезой, ширина которой шире детали, поверхность 1 окажется наклоненной под некоторым углом к базовой поверхности 2. Если ширина фрезы значительно меньше ширины детали, обработанная поверхность опишется кривой 3 (рис. 2.1, *ж*). Отжата суппорта и ползуна приводят к искажению поверхности, обработанной на долбежном станке, она приобретает форму, показанную на рис. 2.1, *з*. Поверхность детали после расточки на револьверном станке криволинейна (рис. 2.1, *и*) вследствие отжата инструмента.

На величину и характер погрешности формы изделия, возникающей при механической обработке, влияют процессы, протекающие с разной скоростью. Долями секунды измеряются периодичность вибрации узлов СПИД, изменения сил трения, колебания рабочей нагрузки вследствие неравномерного припуска, образования нароста на резце и др. Износ режущего инструмента (необратимый процесс), колебание температуры среды и собственно СПИД (обратимый процесс) протекают в периоды, измеряемые часами, долями часов. Месяцы и годы длится процесс износа рабочих поверхностей станка и приспособления, перераспределения напряжений в элементах системы, их коробления. Некоторые из перечисленных факторов действуют закономерно, другие являются случайными функциями. Вследствие этого погрешности формы различны при обработке даже одинаковых деталей на одном и том же станке.

Поверхностный слой заготовок при механической обработке подвергается механическому разрушению; происходит отделение стружки от обрабатываемого тела; пластически деформируется поверхность изделия и

стружки; тепло по-разному распределяется между стружкой, резцом и обрабатываемой заготовкой. Кроме того, при обработке резанием в поверхностных слоях деталей происходят изменения, влияющие на пределы прочности, текучести и пропорциональности; вязкость, твердость и объемный вес, электрические и магнитные характеристики. Холодная обработка не нарушает кристаллическое строение материала, однако наблюдаемый астеризм пятен на лауэграммах указывает на измельчение зерен, неоднородные искажения решетки, упругие искажения, обусловленные внутренними напряжениями, изменение ориентировки зерен и образование текстуры, внутрикристаллитные и межкристаллитные нарушения. Степень этих изменений и глубина, на которую они проникают в заготовку, зависят от физических и химических свойств обрабатываемых материалов, метода обработки, выбранных режимов, наличия и состава смазывающе-охлаждающей жидкости (сож).

Ограничимся кратким рассмотрением формирования макрогеометрии деталей машин при некоторых видах механической обработки. Для подробного ознакомления с рассматриваемым вопросом следует обратиться к трудам. Величина возникающих в процессе механической обработки отклонений формы, размера и взаимного положения поверхностей — функция многих переменных: характера обработки (черновая, промежуточная, окончательная); класса точности обработки; вида производства (индивидуальный, серийный, массовый) и соответствующей ему оснастки (универсальные, специализированные и специальные станки, наличие кондукторов, приспособлений и т. д.); размера и веса заготовки; формы заготовки (простая, сложная, сплошная, полая, жесткая, нежесткая); вида заготовки (отливка, поковка, штамповка, прокат, сварная заготовка); способа изготовления заготовки (отливка в землю, в оболочковые формы, свободная ковка, штамповка в штампах, чеканка и т. д.); материала заготовки (чугун, сталь, цветной металл, пластмасса) и других.

Основными факторами, влияющими на точность обработанной детали, являются вид обработки, точность и жесткость СПИД — станка, приспособления, заготовки и инструмента; в некоторых случаях превалирует один из этих факторов. В зависимости от типа станка и погрешностей, допущенных при его изготовлении, возникают погрешности геометрической формы и размеров обрабатываемой на нем детали. По мере износа поверхностей трения станка погрешности обрабатываемых деталей возрастают. Величина поля рассеивания погрешностей формы составляет значительную часть суммарной погрешности обработки. Кривые распределения погрешностей формы при разных видах механической обработки различны — от асимметричных кривых Максвелла до кривых нормального распределения.

## **2.2. Погрешность формы при обработке валов на станке**

Непараллельность оси центров направляющим станины в горизонтальной плоскости обуславливает конусность, изготавливаемых деталей. Извернутость направляющих токарного станка вызывает появление погрешности формы детали (конусность, бочкообразность) по длине, на которой станина извернута. Задняя плоская направляющая изнашивается меньше передней треугольной. Это вызывает наклон суппорта и появление погрешности формы обрабатываемого вала в виде бочкообразности. Направляющая суппорта резца, обрабатывающего цилиндрическую поверхность, может быть прямой, но не параллельной оси детали. Если ось детали и направляющая лежат в одной плоскости, то обработанная деталь получится конусной. Если обе линии скрещиваются, то деталь примет форму гиперboloида вращения.

Неперпендикулярность верхних направляющих суппорта к оси вращения шпинделя влечет за собой отклонение от перпендикулярности подрезанных торцов вала к его оси. Биение переднего или заднего вращающегося центра вызывает биение обрабатываемого вала относительно линии, соединяющей оси центральных отверстий. Величина этого биения различна по длине

детали. Неизменность положения оси вращения шпинделя токарного станка обуславливает отсутствие овальности обточенной детали; поэтому отклонения шеек шпинделя от кругового цилиндра должны быть минимальны и ограничиваться 2—3 мкм для станков обычного назначения.

Искажение формы и размеров обрабатываемых валов происходит главным образом под действием поперечной силы  $P_y$  (радиальная составляющая силы резания) и отчасти силы  $P_z$  (главная составляющая силы резания).

Аксиально направленная сила  $P_x$  воспринимается центром и не зависит от положения резца относительно длины обрабатываемого вала. Вследствие переменной податливости обрабатываемого вала погрешность размера его диаметра в любой точке по длине равна удвоенной величине изгиба оси; в продольном сечении вал будет иметь бочкообразную форму, профиль которой очерчивается параболой четвертого порядка. Продольная погрешность вала прямо пропорциональна действующей силе и кубу длины вала и обратно пропорциональна четвертой степени его диаметра. При обтачивании жестких валов силой подачи радиально смещаются бабки и вал приобретает конусность. Величина конусности прямо пропорциональна податливости бабок, силе подачи и диаметру вала и обратно пропорциональна квадрату его длины.

Осевая сила  $P_x$  создает внешний момент  $M_x = P_x \frac{d}{2}$ , где  $d$  — диаметр обрабатываемого вала. Если считать, что обе бабки абсолютно жесткие, ось вала под действием момента  $M_x$  изогнется. Правая половина вала получит погрешность в виде равномерной корсетности, а левая — такую же по величине бочкообразность. Продольная погрешность в этом случае прямо пропорциональна квадрату длины вала и обратно пропорциональна кубу диаметра. Вибрации, удары и толчки в процессе обработки изменяют силы трения, и отжатия узлов станков возрастают по сравнению с плавным нагружением.

При неизменных режимах резания и геометрии резца колебания токарных станков меняются с изменением диаметра и длины заготовки, вылета резца или пиноли задней бабки и т. д. На точность обработки больше влияет изменение перемещений в системе в процессе резания, чем абсолютная величина этих перемещений. Разница в величине отжатию возрастает с увеличением глубины и скорости резания, подачи вылета пиноли, а также с уменьшением углов резца  $\varphi$  и  $\gamma$ . С повышением жесткости крепления оправки отжатие суппорта уменьшается.

Жесткость токарных станков средних размеров, предназначенных для работы инструментом из быстрорежущей стали, составляет 2—2,5  $t/мм$ , а для работы инструментом, армированным твердым сплавом, 4—5  $t/мм$ . Если жесткость узлов станка выше жесткости Детали, то образующая последней принимает выпуклую форму. При обработке жесткого вала образующая его получается вогнутой. При близких величинах жесткостей узлов станка и обрабатываемой заготовки вследствие взаимной компенсации погрешностей образующая обточенного вала спрямляется. При равных жесткостях передней и задней бабок станка профиль образующей симметричен относительно среднего поперечного сечения вала. Если жесткости этих узлов различны, то образующая не имеет оси симметрии, а кривая профиля обточенного вала может иметь точки перегиба. Регулирование жесткости технологической системы при токарной обработке осуществляется задней бабкой выдвиганием пиноли; наибольшая жесткость соответствует убранной пиноли.

Для получения наименьшей погрешности формы обтачиваемого вала надлежит выбрать такое значение жесткости задней бабки и такой интервал изменения  $x$  от  $x = l$  до  $x \geq \frac{1}{2}$ , чтобы достигалась минимальная разность между полученными предельными значениями фактической глубины резания ( $x$  — расстояние от переднего центра до точки приложения составляющей усилия резания, направленной по нормали к обрабатываемой

поверхности, а  $l$  — длина заготовки). Выравнивание образующей вала может быть частично достигнуто также путем сдвигания задней бабки в поперечном направлении. Получающаяся конусность компенсирует выпуклость образующей вала при смещении задней бабки назад и вогнутость образующей вала при смещении бабки вперед. Погрешность формы и расположения поверхностей, не зависящие от нагрузки (при снятии малых стружек), составляют: овальность и конусность при обтачивании образца, зажатого в патроне без задней бабки, на длине 300 мм для станков с высотой центров  $< 400$  мм — 10 мкм, а  $> 400$  мм — 20 мкм. Отступление от плоскостности при торцовом обтачивании поперечной подачей заготовки  $\theta$  300 мм составляет до 20 мкм.

**Погрешности формы деталей при некоторых расточных работах.** Для получения цилиндрического отверстия должны быть обеспечены точность номинального диаметра и его постоянство в любом поперечном сечении (отсутствие конусности), отсутствие отклонений от круглой формы (овалов и граненности) и прямолинейность оси. В деталях машин требуется соблюдение, кроме того, определенного взаимоположения оси отверстия по отношению к другим осям или поверхностям детали. В зависимости от схемы обработки деталь может иметь разные виды отклонений от кругового цилиндра. Жесткость горизонтально-расточных станков составляет 1—1,5 т/мм для универсальных и 3—4 т/мм для станков тяжелых типов. По А. П. Соколовскому от 75 до 97% суммарной деформации станка приходится на шпиндельную бабку. Три четверти деформации шпиндельной бабки составляет деформация шпинделя, остальная часть деформации распределяется между корпусом бабки и планшайбой. Статическая радиальная податливость шпиндельных узлов алмазно-расточных станков определяется диаметром шпинделя. Зазоры при посадке подшипников на вал приводят к увеличению угловой податливости опоры, и при зазоре 2—3 мкм податливость шпиндельного узла возрастает на 10—20%. Погрешности формы и расположения поверхностей при снятии малых

стружек составляют: конусность 10—20 *мкм* при подаче шпинделем и растачивании отверстий  $\varnothing$  70—100 *мкм* на длине 150—200 *мм*; овальность до 10 *мкм* при растачивании резцом; отступление от параллельности осей (подача шпинделем или столом) по отношению к поверхности стола и относительно друг друга 30 *мкм* на длине 300 *мм* для диаметров  $\geq$  70 *мм*.

Тонкое или алмазное точение позволяет получить при обработке валов точность до 2-го класса, при расточке отверстий до 1-го класса. Тонкое точение деталей из стали и цветных металлов может обеспечить цилиндричность с погрешностью в пределах 1—2 *мкм* при овальности не выше 1 *мкм*. При тонком растачивании цилиндров  $\varnothing$  80—100 *мм* на многошпиндельных станках достигается точность обработки 1-го класса. Эллиптичность и конусность выдерживаются в пределах 2—3 *мкм*; прямолинейность в пределах 3—5 *мкм*, неперпендикулярность осей цилиндров к оси коленчатого вала — 10 *мкм* на 100 *мм* длины, допуск на диаметр 5—12 *мкм*.

При упругом креплении инструмента форма в поперечном сечении детали (некруглость, огранка) и в продольном направлении (конусность, бочкообразность, корсетность) после алмазного выглаживания мало изменяется, а волнистость иногда увеличивается по сравнению с исходной. При жестком креплении алмазный наконечник не копирует исходную форму изделия, деформирование поверхности происходит неравномерно и за счет этого достигается исправление формы. При этом образуются неоднородные шероховатость, наклеп и напряжение обработанной поверхности.

Необходимость жесткого крепления инструмента сопряжена с повышением требований к точности и жесткости станка, креплению инструмента и детали.

**Макрогеометрия деталей после процесса шлифования.** Применением доводочных операций стремятся не только получить заданную чистоту поверхности, но и снизить волнистость, отклонения от правильной геометрической формы, образовавшиеся в процессе предшествующей

обработки. Поэтому выбранный метод доводки должен обеспечить удаление слоя металла, превосходящего отклонения от правильной геометрической формы и высоту микронеровностей. Так, для устранения волнистости в целях достижения минимального уровня вибрации необходимо при доводке беговых дорожек роликовых подшипников обеспечить сьем 25—30 *мкм* металла по диаметру при исходной шероховатости  $\nabla 7$ ; 15 *мкм* при  $\nabla 8$  и 10 *мкм* при шероховатости  $\nabla 9$ .

Погрешности, образованные в процессе доводки, должны быть меньше допускаемых техническими условиями на изготовление детали. При шлифовании требования к высокой точности геометрической формы противоречат требованиям получения высокой чистоты поверхности. Для получения последней применяют мелкозернистые круги, развивающие большое давление на деталь, которое часто приводит к ее деформации и искажению геометрической формы. Точность формы достигается при острых крупнозернистых шлифовальных кругах, работающих с минимальными усилиями резания. Геометрию абразивного зерна можно оценивать по количеству режущих углов и выступов (макрогеометрия зерна), по степени гладкости (микрогеометрия), поверхности зерна и по радиусу закругления углов и выступов. Шлифование точных деталей высокой чистоты производят в две-три операции, после шлифования вводят процесс полирования, обработку гибкими абразивными кругами, связка которых содержит искусственную смолу, кругами с графитным наполнителем.

Процесс шлифования реализуется в малых поверхностных слоях обрабатываемого изделия. Он характерен высокими скоростями резания, большими удельными давлениями, динамическим приложением нагрузки. Все это обуславливает высокие тепловые нагрузки, значительное развитие пластической деформации и работы трения. Последнее — основной источник тепла, выделяемого при шлифовании, деформация стружки и изделия сопровождается незначительным его выделением. Нагрев поверх-

ности изделия при шлифовании колеблется между 300—400°С, достигая на отдельных участках 1000—2000°С. Количество тепла, выделяемое при рассматриваемом процессе, возрастает с повышением твердости шлифовального круга и изделия. Для скорости камня 20 м/сек и длины отрезка пути 1 мм время нагрева до температуры 1000° С составит 5-10<sup>-5</sup> сек. Наличие высокотемпературных очагов приводит к нагреву всего поверхностного слоя. Усилия резания при, шлифовании самые высокие среди всех методов механической обработки, они колеблются между 140 и 1400 кГ/см<sup>2</sup>. Объемное изменение нагретого при шлифовании поверхностного слоя и переход за пределы пластичности при сохранении постоянного объема остальной массы металла является причиной изменения структуры, появления ожогов, разрывов и трещин.

В результате обработки прямолинейных направляющих базовых деталей станков абразивным инструментом получают более высокую точность герметической формы и чистоту поверхностей, чем после обработки металлическим инструментом. На некоторых моделях серийно выпускаемых станков достигается точность геометрической формы до долей микрона, а чистота отработанной поверхности 12—13-го классов. В опытном станке для шлифования шеек шпинделей форма шейки была выдержана с точностью порядка десятых и даже сотых долей микрона. На плоскошлифовальных станках особо высокой точности достигается плоскостность и параллельность поверхностей обрабатываемых деталей в пределах 2—2,5 мкм. Отклонение от прямолинейности направляющей на длине 10 м не превосходит 50 мк, а в поперечном направлении 20 мк. Конусность и овальность цапф шпинделей токарно-винторезных станков диаметром 62 и длиной 115 мм допускается до 1 мкм, а фактически составляет 0,3—0,6 мкм. По М. О. Якобсону, шероховатость поверхности при этом не превосходит величины  $Rz = 0,2$  мкм. В шлифованных зубчатых колесах средних размеров металлорежущих станков ошибки основного шага

находятся в пределах 4 мкм, профиля  $\pm 3$  мкм, разность соседних шагов не превышает 3—5 мкм, а накопленная ошибка окружного шага 10—20 мкм.

При обработке валов на круглошлифовальных станках продольной подачей без выключения подачи на глубину наблюдаются упругие отжимы узлов станка и заготовки, искажение формы обрабатываемой поверхности. Возникновение упругих отжатов станка при шлифовании жестких валов поперечной подачей круга приводит к образованию конической поверхности. Это нарушение формы начинает уменьшаться с выключением подачи вследствие упругого восстановления системы, и к концу обработки практически образуется цилиндрическая поверхность. Шлифование гибкими абразивными кругами способствует увеличению продольной дуги контакта с изделием. При обработке волнистой поверхности перекрывается минимум два смежных гребня и происходит их интенсивное срезание (рис. 2.2, а). При большом шаге (15—50 мм) и высоте (15—20 мкм) гранность гибким кругом почти не исправляется, круг огибает гранность и воспроизводит ее форму. Обработка кругами с графитовым наполнителем характерна малой размерной стойкостью, высокой температурой в зоне резания, обуславливающей возникновение структурных изменений в поверхностных слоях обрабатываемой детали. Процесс не позволяет существенно уменьшить величину волнистости, некруглости, огранки. Взаимодействие колебаний, исходящих при шлифовании из нескольких источников, выражается результирующим колебанием системы с частотой преобладающего источника. Колебания технологической системы происходят не в плоскости, а в пространстве и в сочетании с вращательным движением изделия приводят к образованию волнистости разных видов. С повышением жесткости системы СПИД колебания приобретают большую частоту, величина амплитуды снижается, а волнистость уменьшается. Волнистость шлифованной поверхности

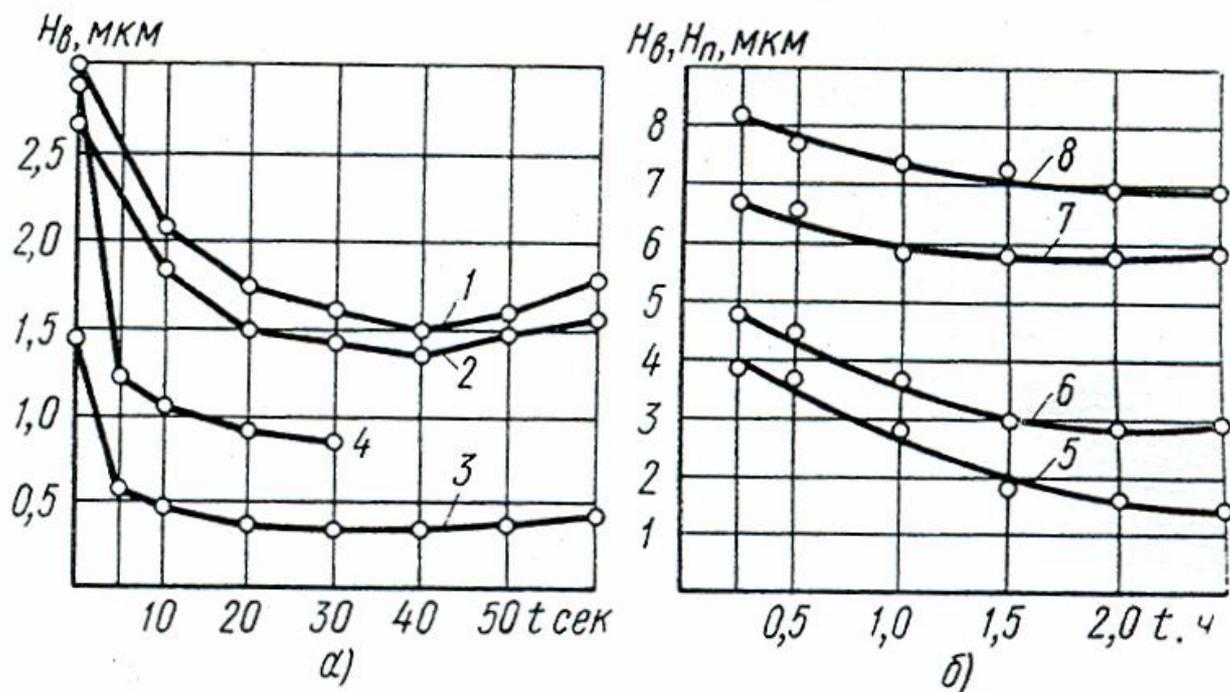
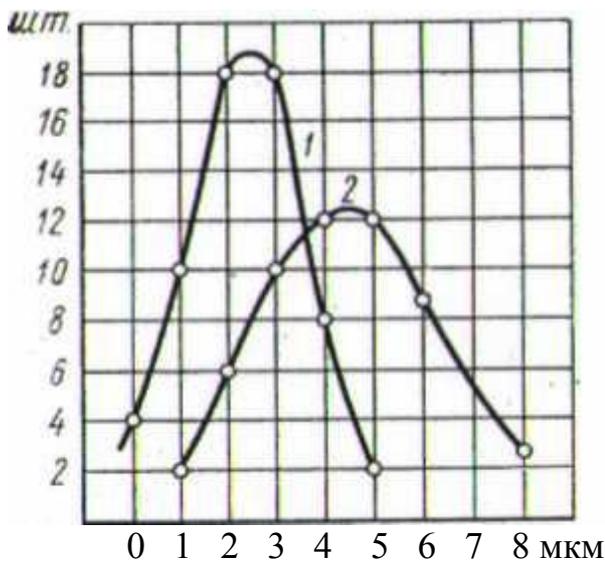


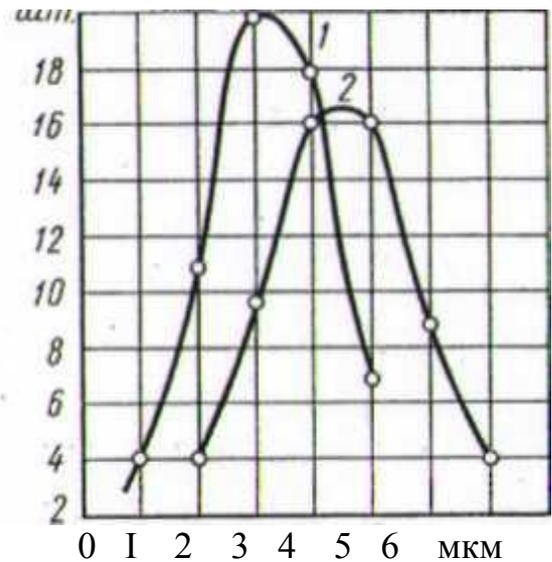
Рис. 2.2. Макрогеометрия шлифованной поверхности в зависимости от методов и длительности обработки:

а — волнистость  $H_b$ ; б — волнистость  $H_b$  и суммарные пространственные отклонения  $H_n$ ; 1 и 2 — шлифование гибким кругом соответственно при  $v_{кр} = 22,5$  и  $25$  м/сек; 3 — полирование после шлифования гибким кругом; 4 — полирование после обычного шлифования; 5 и 6 — волнистость при  $v_{кр} = 42$  и  $25$  м/сек; 7 и 8 — пространственные отклонения при  $v_{кр} = 42$  и  $25$  м/сек

уменьшается с увеличением числа оборотов изделия за рабочий цикл, так как при этом возрастает кратность смещения гребней волн. Интерференция волн эффективно проявляется в период выхаживания, т. е. в период окончания шлифования, когда заканчивается процесс формообразования поверхности. Процесс выхаживания снижает также величину овальности (рис. 2.3, а)



а) Овальность



б) Неперпендикулярность

Рис. 2.3. Зависимость от цикла шлифования:

а — величины овальности; б — величины неперпендикулярности;

1 — шлифование с выхаживанием; 2 — без выхаживания

отверстий (модальное значение 3,5 мкм вместо 5,5 мкм при отсутствии выхаживания) и неперпендикулярности образующей (рис. 2.3, б) шлифованного отверстия к торцу кольца (модальные значения 3 и 4,5 мкм). При внутреннем шлифовании волна является огибающей семейства окружностей, образующихся в результате различного взаимного положения круга относительно поверхности движущегося изделия. Поэтому объемность шлифовального круга влияет на высоту волны при внутреннем шлифовании и почти не влияет при наружном круглом шлифовании, когда длина контакта круга с изделием значительно короче. Увеличение скорости вращения кругов больших диаметров часто приводит к росту волнистости, здесь сказывается дисбаланс абразивного инструмента. На величину волнистости влияет и тепловой режим (см. рис. 2.2, б) СПИД; стабилизация его приводит (через 1—1,5 ч работы) к повышению жесткости станка и снижению волнистости поверхности.

Суммарная величина погрешности обработки при наружном бесцентровом шлифовании методом сквозной подачи зависит от жесткости станка, величины размерного износа шлифующего

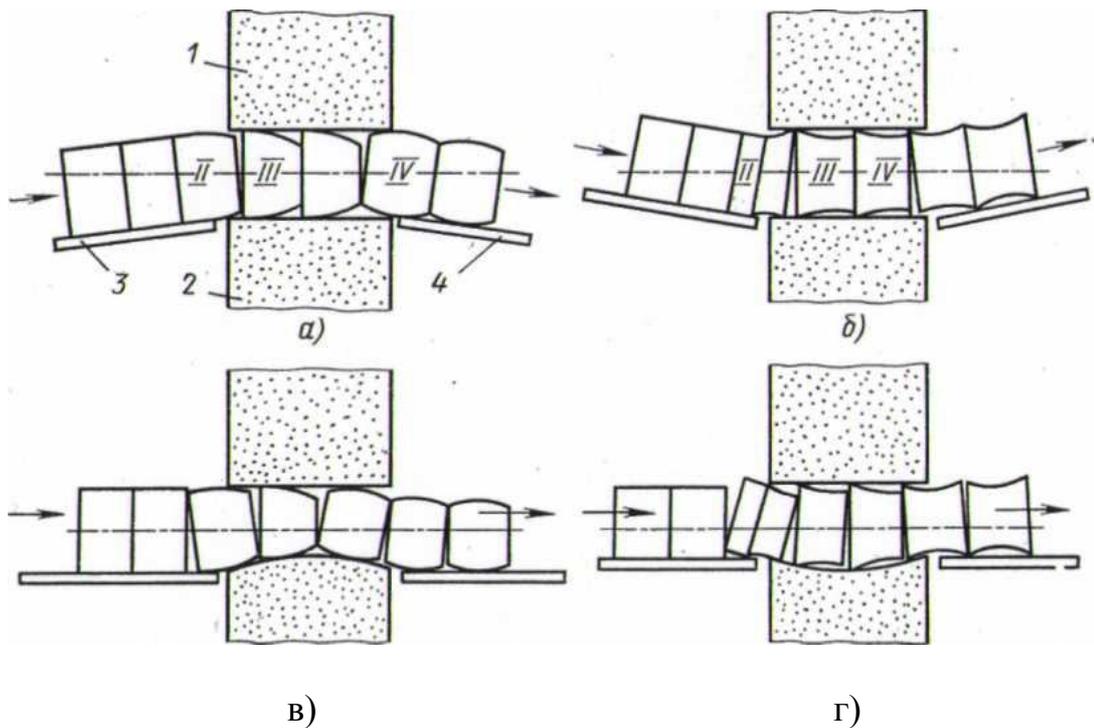


Рис. 2.4. Схема влияния на макрогеометрию детали установки щечек и заправки ведущего абразивного круга:

1 — шлифующий круг; 2 — ведущий; 3 и 4 — направляющие щечки

круга, погрешности установки опорного ножа и направляющих призм, от погрешности установки кругов на размер, а также от режимов резания. Погрешность формы в поперечных сечениях выражается в виде огранки, овальности, а в продольном направлении — бочкообразностью или седлообразностью, состоящей из ряда элементарных конусов; огибающая последних выражается кривой второго порядка.

Искажение формы в продольном направлении — обычно следствие неправильного положения щечек и ножа. При смещении первых в стороны ведущего круга (рис. 2.4, а) детали приобретают выпуклую образующую: они закругляются на входной стороне (положения II и III), а затем на выходной (положение IV). Смещение щечек в сторону шлифующего круга (рис. 2.4, б) вызывает образование вогнутой образующей. Аналогичные погрешности, но менее резко выраженные, возникают при правильном положении щечек при выпуклой контактной линии ведущего круга (рис. 2.4, в) или вогнутой (рис. 2.4, г), а также при нарушении правильного положения ножа в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Овальность устраняется при

бесцентровом шлифовании, если центр детали находится на центральной линии кругов, т. е. когда превышение  $h$  центра детали над этой линией равно или близко к нулю. Увеличение  $h$  положительно сказывается на выводе гранности; значение  $h$  нужно выбирать, сообразуясь с минимальной величиной этих двух искажений. При шлифовании сырой и закаленной стали с постоянным углом наклона направляющих призм по мере увеличения глубины резания, подачи и окружной скорости возрастает величина получаемой огранки, уменьшается бочкообразность и седлообразность в продольном сечении. С увеличением глубины резания, продольной подачи и окружной скорости детали величина огранки возрастает в результате приращения окружного проскальзывания обрабатываемой детали в зоне шлифования, а бочкообразность или седлообразность уменьшаются вследствие возникновения больших радиальных усилий и отжатий кругов.

При шлифовании деталей непрерывным потоком огранка и бочкообразность или седлообразность могут образоваться одновременно. При одиночном способе шлифования в продольном направлении одновременно может возникнуть и конусность и бочкообразность. Так, при смещении входных направляющих призм у заготовки срезается передний конец и образуется «полубочка», а по мере выхода детали из зоны шлифования при сходе с кругов у заготовки образуется конусность. Погрешность формы определяется суммированием величины огранки в наибольших сечениях по длине детали и наибольшей величины бочкообразности, седлообразности или конусности.

Хонингование применяют для обработки внутренних и наружных цилиндрических и конических поверхностей, а также плоскостей. Хонинг допускает обработку изделий диаметром от 6—7 мм до 1 м и более и длиной в несколько метров. Нагрев поверхности при обработке находится в пределах 35—150° С. Глубина прогреваемого и деформированного слоя металла составляет от 2 до 25 мкм. Увеличение съема металла в процессе хонингования при сообщении бруску,двигающемуся по винтовой линии, дополнительных

колебательных движений вдоль образующей детали объясняется интенсификацией процесса самозатачивания' бруска под воздействием динамических нагрузок на брусок в перпендикулярном оси детали направлении. Скорость вращения детали и амплитуды колебания бруска определяют угол сетки царапин, образующихся на обрабатываемой поверхности. С возрастанием скорости вращения детали и уменьшением амплитуды колебаний угол между царапинами уменьшается. Увеличение скорости вращения детали и скорости колебательного движения бруска при сохранении их соотношения повышает съём металла, не увеличивая шероховатости, создаваемой брусками.

В зависимости от применяемой конструкции хонинг-головки (самоустанавливающаяся, самоцентрирующаяся, жестко закрепленный хонинг-шпиндель) можно частично или полностью исправлять овальность и конусность, оставшуюся от предшествующих операций. Степень исправления некруглости зависит и от режущей способности абразивных брусков. На устранение овальности тонкостенных цилиндров типа гильз тракторных дизелей при прочих равных условиях влияет длительность обработки, число абразивных брусков, их режущая способность, жесткость изделия. Для исправления конусности и получения правильного цилиндрического отверстия уменьшают длину абразивных брусков; при этом повышается равномерность износа брусков и съема припуска по длине отверстия. При хонинговании коротких отверстий жесткими хонами их точность в значительной степени зависит от применяемой длины абразивных брусков. При большой длине брусков затрудняется исправление в продольном направлении погрешностей формы отверстия, возникающих при предшествующей обработке. В зависимости от требований, предъявляемых к точности формы отверстия, назначают длину брусков от  $1/3$  до  $3A$  длины обрабатываемого отверстия. Увеличение ширины и количества брусков ограничивается уменьшением жесткости головки и, следовательно, понижением способности инструмента исправлять погрешность формы

отверстия. Перебег на сторону принимают в пределах 0,25—0,35 длины бруска; при большей длине перебега получается выпуклая, а при меньшей длине — вогнутая образующая обрабатываемого отверстия. Цилиндры диаметром 10—50 мм могут быть обработаны хонингованием с точностью 1,5—8 мкм, а цилиндры диаметром от 50 до 1000 мм — с точностью 8—25 мкм. Меньшая точность достигается при однократном, большая — при последовательном хонинговании.

Наружные цилиндрические поверхности диаметром до 125 мм и длиной до 2,5 м можно обработать с точностью (конусность, овальность) 2,5—5 мкм. Применением приспособления с «плавающим» креплением изделия и жестко закрепленным хонем обеспечивается перпендикулярность оси изделия к его торцам. Для устранения несимметричной деформации при зажиме тонкостенных гильз с торцов (деформация иногда превышает величину допускаемого чертежом отклонения формы) рекомендуется применять гидравлическое или пневматическое устройство. Оно оснащено резиновой манжетой, которая охватывает гильзу по всей ее высоте. Корректировку диаметра изделия на величину упругой деформации  $\delta_y$ , определяют по формуле  $\delta_y = qD^2 / 4Ea$ , где  $D$  и  $a$  — диаметр и толщина стенки гильзы,  $q$  — давление в системе зажимного устройства.

**Суперфиниш** — процесс двух-, трехстадийный. В первой, или в двух первых стадиях, удаляют микронеровности поверхности детали, появившиеся при предшествующих операциях, а в завершающей стадии — неровности, созданные абразивными брусками в первой или первых стадиях рассматриваемого процесса. Требуемую геометрическую форму и точность изделия необходимо получить предыдущей обработкой, оставляя припуск на отделку стали 2—5 мкм и алюминия 20—25 мкм. Неглубокие штрихи (следы вибрации инструмента предшествующей операции) идущие в круговом направлении, суперфиниш устраняет. Однако малый сьем металла (2—6 мкм) и незначительное удельное давление не позволяют

удалять с поверхности дефектные слои металла, возникающие при шлифовании.

Обработка поверхностей, имеющих волнистость, корсетность, бочкообразность или другие отклонения от правильной геометрической формы, затруднена. Если величина этих макронеровностей больше величины припуска, который может быть удален при суперфинише, то чистота поверхности улучшается лишь на вершинах указанных неровностей, а во впадинах исходная шероховатость останется нетронутой. Так, при врезном шлифовании шеек коленчатых валов автомобилей на Московском автозаводе имени Лихачева высота волнистости составляла 10—30 *мкм*. При суперфинише этих шеек прекращение резания, по данным Н. И. Городецкого, наступало после удаления припуска в 5 *мкм*, дальнейшая обработка производилась абразивным полотном.

Ограниченность перемещения абразива в осевом направлении и наличие между бруском и деталью промежуточного слоя шлама препятствуют получению стабильной чистоты поверхности при разной исходной шероховатости. Для уменьшения макрогеометрических погрешностей детали необходимо, как указывалось, чтобы величина снимаемого слоя металла превышала погрешности формы, допущенные предшествующими операциями, и чтобы абразивный брусок не самоустанавливался, а был жестко закреплен и перемещался параллельно оси обрабатываемой детали. При этих условиях конусность, бочкообразность, вогнутость и овальность уменьшаются в среднем на 50% от первоначальной их величины; высокая чистота обрабатываемой поверхности сохраняется. Применение синтетических алмазов расширило технологические возможности суперфиниша.

При обработке пальцев ( $d = 40$ ,  $l = 69$  *мм*) прицепного шатуна (сталь 20ХНЗА  $HRC \geq 58$ ) трактора ДЭТ-250 в три перехода (черновой, получистовой, чистовой) удалялось на диаметр 15—17 *мкм* металла, некруглость (рис. 2.5, *а*) и конусность (рис. 2.5, *б*) не превышали 1 *мкм*.

Обработка шлифованием цементованных поршневых пальцев ( $d = 28, l = 78$  мм) из стали 20Г  $HRC \geq 58$ , тракторных (Т-100М) позволила получить 8-й класс чистоты поверхности. Алмазное суперфиниширование повысило чистоту поверхности до  $\nabla 9$  и снизило суммарные отклонения от геометрической формы до 2 мкм. (рис. 2.5, в). Применение рассматриваемой операции при обработке коренных и шатунных шеек коленчатых валов (сталь 45Г2  $HRC \geq 48$ ) двигателя Д-108 позволило осуществить съем 7—12 мкм металла, обеспечить 86 класс чистоты поверхности. Однако геометрическая форма шеек в результате этой операции не улучшилась [94].

**Микродоводка.** Создание ряда модификаций этого нового процесса чистовой обработки позволило расширить технологические возможности операций доводки. Абразивному бруску сообщают колебательное движение по траектории, не совпадающей [74] с образующей вращающейся детали. Перемещение бруска может быть осуществлено движением по прямо- или криволинейной траектории, а также сложением двух или нескольких коле

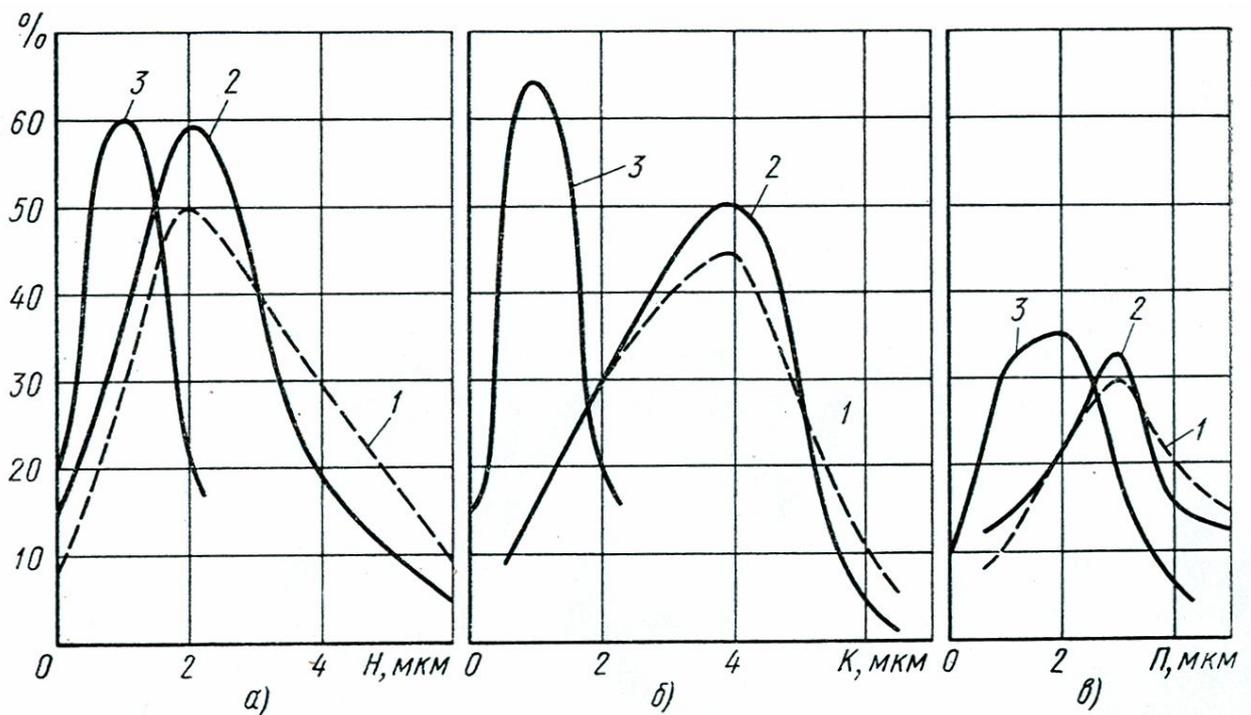


Рис. 2.5. Распределение после шлифования (1), абразивного суперфиниширования (2) и алмазного суперфиниширования (3):

*а - пальцев прицепного шатуна по некруглости Н; б- то же по конусности К; в - поршневых пальцев по суммарным пространственным отклонениям П*

бательных (возвратно-поступательных) движений. Особенности кинематики процесса и формы рабочей поверхности абразивного бруска обеспечивают осуществление микропроводки в две стадии. В первой происходит непрерывное резание и самозатачивание зерен, расположенных на рабочих поверхностях абразива; снижается исходная шероховатость, волнистость (рис. 2.6), огранка, овальность, конусность. Во второй стадии съём металла прекращается, шероховатость поверхности уменьшается вплоть до V14, несколько снижаются макронеровности, образовавшиеся в первой стадии процесса.

Продольная и поперечная волнистость поверхности уменьшается в первой стадии обработки при соударении с изделием боковых граней рабочей поверхности бруска. При этом на последней образуются неровности, которые формируют на поверхности изделия новую волнистость; снижение ее достигается введением возвратно-поступательного движения абразивного инструмента вдоль образующей изделия. Во второй стадии процесса боковые грани бруска в работе не участвуют и дальнейшее уменьшение волнистости производится зернами плоской площадки (при обработке наружных поверхностей или площадки, образованной в зоне боковых граней (при обработке отверстий). Продольная волнистость уменьшается при микропроводке: коленчатых валов с 4 до 0,8 мкм, конической поверхности веретен с 10—12 до 2 мкм, отверстий с 36 до 2 мкм, колец роликоподшипников с 1,8 до 0,3 мкм. При обработке отверстий в изделиях из *ХВГ(НРС 58—60)* поперечная волнистость снижается с 5 до 0,1 мкм, а беговой дорожки внутреннего кольца (рис. 2.7, в) роликоподшипника — с 3 до 0,25 мкм. .

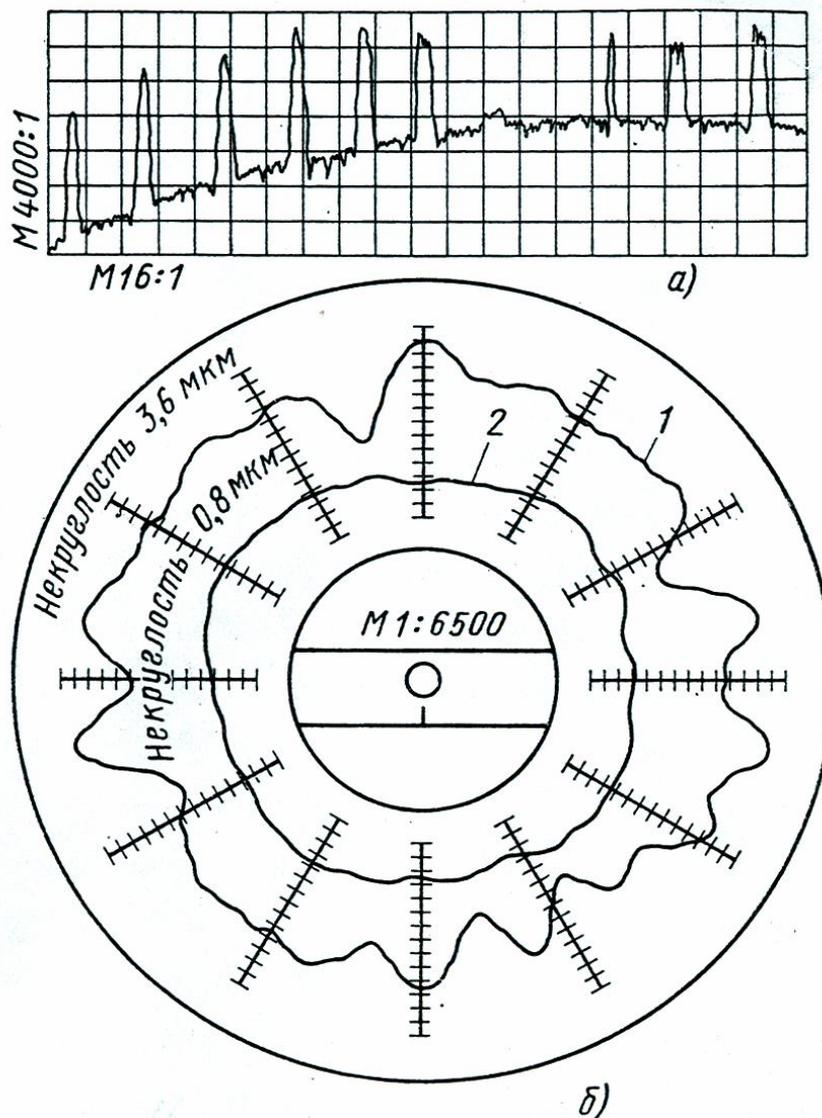


Рис.2.6. Профилограммы поверхностей: а-волнистость (увеличение горизонтальное,  $\times 8$ , вертикальное,  $\times 2000$ ); б-некруглость; 1-до и 2-после микродоводки

Гранность удаляют также как и поперечную волнистость. Уменьшению величины гранности способствует больший угол охвата изделия бруском, а также увеличение в определенных пределах окружной скорости. При микродоводке шатунных шеек коленчатых валов компрессоров гранность снижается с 0,9 до 0,3 мкм, при доводке цилиндрических отверстий с 1,5 до 0,3 мкм, точных конических отверстий с 0,36 до 0,2 мкм, а дорожек качения колец подшипников с 3,7 до 0,5 мкм (рис. 2.7, в).

О в а л ь н о с т ь снижается при микродоводке под динамическим воздействием абразивных зерен рабочей поверхности бруска. При окружной

скорости изделия 70 и 140 м/мин исходная овальность вала 8 мкм уменьшается соответственно до 6 и 4 мкм, При микродоводке цилиндрического отверстия в течение 25 сек овальность его уменьшается с 7,5 до 3,2 мкм, а конического отверстия — с 2,84 до 1,72 мкм. На 10 ГПЗ после косоугольной микродоводки была определена овальность 200 внутренних колец роликоподшипников № 2310, а после угловой доводки 200 наружных колец. Доводка колец производилась абразивными брусками Э9М20С<sub>2</sub>К при 3000 кол/мин, прижатыми к обрабатываемой поверхности усилием 8,5 кГ/см (для внутренних колец) и 6,5 кГ/см (для наружных). Угол наклона бруска к образующей

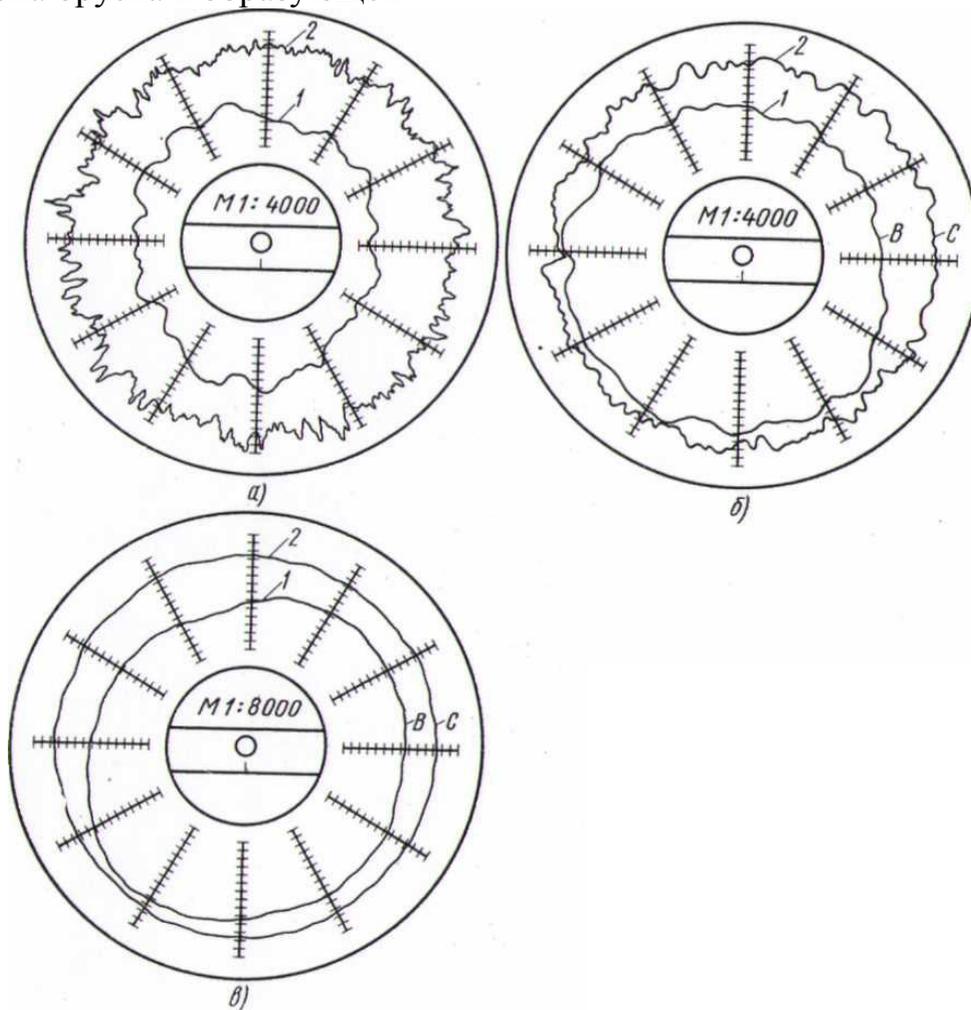


Рис. 2.7. Профилограммы поверхностей качения внутренних колец роликоподшипников 2310 после обработки: а — чистовым

шлифованием; б - чистовым шлифованием и доводкой графитовым кругом; в — чистовым шлифованием и микродоводкой. 1— гранность соответственно: 3,7; 1,6 и 0,5 мкм; 2 — волнистость: 3; 2 и 0,25 мкм детали при обработке внутренних колец составлял 15°, ход в первой стадии 2, а во второй 1,2 мм, окружная скорость 160 м/мин; возвратно-поступательное перемещение вдоль детали осуществлялось столом модернизированного станка модели 3А227 на 0,5 мм с частотой 100 кол/мин. Доводка наружных колец производилась при окружной скорости 180 м/мин; величина хода колебательного движения в первой и второй стадиях вдоль оси детали равнялась 3 и 2,3 мм, вокруг центральной оси 8 и 5,5°, а возвратно-поступательное перемещение абразивного бруска вдоль оси кольца составляло 0,5 мм. Средняя величина овальности после микродоводки внутренних колец составила 3,62 мкм при исходной 6,74 мкм, а наружных колец 4,6 мкм при исходной 7,5 мкм. Таким образом, овальность части внутренних колец была ниже овальности, допускаемой для подшипников класса Н (6 мкм) и не превышала величину этого отклонения, допускаемого для класса В (4 мкм). После шлифования наружных колец овальность не превышала предельные значения для класса Н (12 мкм), а после микродоводки — для класса А (6 мкм).

Конусность в процессе микродоводки может быть уменьшена перераспределением удельного давления по длине бруска и достигается смещением его относительно оси качания в держателе. Вершину конусности обрабатываемых деталей ориентируют в одну сторону, а центр качания бруска смещают в сторону, где необходимо осуществить больший съем металла. При этом конусность с 4,5 мкм снижается до 0,5—1,0 мкм. Такая конусность соответствует нормам на изготовление подшипников качения класса А. При микродоводке отверстий партии деталей конусность в среднем была уменьшена с 4,4 мкм до 2,82 мкм. Измерения беговых дорожек подшипников качения показали среднюю величину конусности для внутренних колец после шлифования 3,24 мкм, после микродоводки 1,72 мкм, а для наружных колец соответственно 4,22 и 2,94 мкм.

Преднамеренные искажения геометрической формы деталей машин часто способствуют повышению их надежности и долговечности. Так, дорожкам качения колец роликоподшипников придают в поперечном сечении выпуклую форму, которая снижает вредные влияния перекосов и других неточностей узла. Величина выпуклости зависит от размеров подшипников, ожидаемых усилий, неточности монтажа и находится в пределах от нуля до нескольких микрон. Для роликовых подшипников № 2310 класса Н выпуклость задается в пределах до 6 *мкм*. Изменением рабочей поверхности абразивного инструмента можно формировать заданные искажения. Для получения на кольцах указанной выпуклости в центральной части рабочей поверхности абразивного бруска выполняли паз под углом к его оси симметрии, а также корректировали ход колебательного и возвратно-поступательного движения. Замерами было установлено, что достигнутая выпуклость составляла в среднем 2,6 *мкм* на наружных и 3,5 *мкм* на внутренних кольцах; максимальное значение выпуклости не превышало 4,5 *мкм*. Данные об изменении формы и размеров деталей при термической обработке приведены в работе.

## Глава 3.

### Погрешности механизмов при сборке

#### 3.1. Исследование процесса монтажа машин

Технология сборки. Машины состоят из сопрягаемых деталей, их изготовление завершается одним из наиболее ответственных и трудоемких процессов производства — сборкой. При серийном изготовлении автомобилей, тракторов, комбайнов, экскаваторов и других машин 20—25% общей трудоемкости приходится на сборку и 50—60% при их капитальном ремонте на разборку и сборку. С повышением точности механизма трудоемкость сборки его резко возрастает. Так, трудовые затраты на сборку металлорежущего станка нормальной и особо высокой точности относятся как 1:10.

На качество сборочных процессов влияют как размеры, так и пространственные погрешности отделочных деталей, узлов и механизмов. Точность относительных поворотов и других перемещений исполнительных поверхностей, расстояний между ними, совершенство их геометрических форм — требования, которые в общем виде относятся к узлам и деталям всех машин при всем их разнообразии и чрезвычайно широком отличии служебного назначения. Точность формы деталей и взаимного расположения их поверхностей и осей наиболее полно выявляется в процессе сборки, так как искажения, относящиеся к трем измерениям и достигающие лишь сотых долей миллиметра, визуально не улавливаются и труднее поддаются определению измерительным инструментом, нежели линейные величины. Суммарную погрешность сопряжения или механизма нельзя рассматривать как сумму погрешностей их составляющих. Так, для втулки и вала, взятых отдельно, достаточна геометрическая мера точности, а при их сопряжении возникают оценки зазоров (которые, в свою очередь, в состоянии движения переменны), износов, натягов, изменяющихся по сложным законам. При изучении деформации гильзы цилиндра в процессе сборки двигателя

недостаточно исследовать изменения ее макрогеометрии, необходимо выявить и пространственные искажения элементов блока и головки блока, поведение прокладки и колец, уплотняющих газовый и жидкостный стык. Только комплексное исследование сопряженных деталей представляет возможность установить закономерности влияния особенностей конструкции, схемы нагружения, технологии изготовления, случайных факторов.

Точность сборки машины определяется неизменным взаимным расположением поверхностей трения и стыковых поверхностей относительно сборочных баз. Последними называют совокупность поверхностей, линий или точек детали, которые определяют ее положение в узле или изделии. Постоянство контакта поверхностей должно обеспечиваться конструкцией, которая позволила бы прилагать силы и моменты для силового замыкания сопрягаемых деталей. Поэтому для обеспечения заданного положения детали при сборке часто подвергаются значительным нагрузкам, в местах соединений и переходных сечениях создаются сложные напряженные состояния, характеризующиеся неоднородным распределением напряжений, а следовательно, и деформацией.

Деформации деталей и узлов, возникающие при сборке, могут быть условно разделены на вредные (искажение формы и перекосы при запрессовке деталей, затяжке резьбовых соединений, сварке, отклонения от прямолинейности при неточном базировании) и полезные, преднамеренно создаваемые (развальцовка, растяжение болтов, шпилек при затяжке и др.). Многоосность и неоднородность напряженного состояния возникают вследствие особенностей формы детали даже при линейно приложенной внешней нагрузке. Так, сложное напряженное состояние возникает в болте, работающем на растяжение, в месте перехода цилиндрической части в головку; в стержнях, имеющих начальную кривизну и неравномерное распределение материала по сечению, и во многих других деталях.

Способность машины, узла, сочленения сопротивляться упругим перемещениям, т. е. жесткость машины, в значительной степени определяется процессом сборки. Как уже указывалось, под воздействием сил и моментов при сборке могут нарушаться заданные взаимоположения деталей, происходит смещения и перекосы осей вследствие накопления линейных и угловых погрешностей во всей цепи размеров сопряжений, а также вследствие собственных деформаций деталей, включая корпусные и контактные деформации, образующиеся в стыках. Деформации деталей возникают под влиянием их собственного веса, усилий крепления, перераспределения внутренних напряжений. Контактные деформации — следствие смятия сопрягаемых поверхностей деталей и упругих деформаций поверхностных слоев материала. Искажения макрогеометрии деталей и взаимного расположения их поверхностей приводят к отклонениям от расчетных траекторий движения механизма. Этому способствует характерный для любых сопряжений и деталей упругий мертвый ход, проявляющийся в отставании ведомой детали сопряжения при изменении направ; ления движения ведущей его детали.

Упругий мертвый ход прямо пропорционален силе трения и обратно пропорционален жесткости сопрягаемых деталей. Так, при зубчатых передачах вследствие погрешностей, вызываемых мертвым ходом, перекоса осей, деформации зубчатых колес, ошибок шага возникают линейные и угловые отклонения от заданной траектории. Для металлорежущих станков жесткость — один из главных факторов, влияющих на их производительность, точность и чистоту обработки изделий. Чем меньше погрешности, допущенные при сборке всей цепи соединяющих и координирующих деталей, тем точнее относительные движения и положения исполнительных поверхностей машины, тем выше ее эксплуатационные свойства, работоспособность и долговечность.

Для обеспечения относительной неподвижности деталей при работе машины или свободы смещений и поворотов предусматриваются

неподвижные и подвижные сопряжения, которые характеризуются соответственно величиной натяга и зазора. В полных сопряжениях (например, вал — подшипник) условия сопряжения считаются неизменными в процессе работы машины, даже в случае изменения условий контакта. Неполные сопряжения являются переменными, и перемещение одной сопрягаемой детали происходит по другой детали. Таковыми являются сопряжения, образующие пары, в которых изменение условий сопряжения во времени меняет кинематику и динамику (кулачки, копиры). Выбор сопряжений не является чисто геометрической задачей, здесь сочетаются проблемы конструирования, теории массовых явлений, физики, технологии, металловедения, метрологии, теории смазки, теории машин и механизмов.

Следует различать погрешности сборки одиночного экземпляра от погрешности сборки группы машин, так как нельзя обеспечить строгую идентичность выпускаемой продукции. Так, по М. О. Якобсону, данные испытаний 50 карусельных станков мод. 1532, изготовленных в одинаковых производственных условиях, показали, что мощность их работы вхолостую колеблется в пределах от 12,5 до 25 *квт*. По Р. В. Кугелю значения моментов для провертывания коленчатого вала после сборки на конвейере перед обкаткой, измеренные у 260 автомобильных двигателей, колебались в пределах от 7 до 20 *кГм*, у 50% двигателей пределы' ограничивались 10—15 *кГм*. Эти отклонения возникают потому, что в каждой машине в некоторых пределах колеблются величины зазоров, неперпендикулярность и непараллельность осей, овальность, конусность, волнистость и шероховатость поверхностей; имеются отличия в структуре и твердости деталей, по-разному деформируются валы, цилиндры, корпусные и другие детали.

Изложенное показывает, что в процессе монтажа возникают значительные деформации деталей и узлов машин; этим отклонениям подвержены и наиболее ответственные сочленения, определяющие срок службы и надежность машин и механизмов.

Более полное рассмотрение влияния сборки на искажение геометрической формы деталей и пространственные погрешности механизмов приводится ниже применительно к деталям цилиндрической группы д. в. с. и некоторым подшипникам качения.

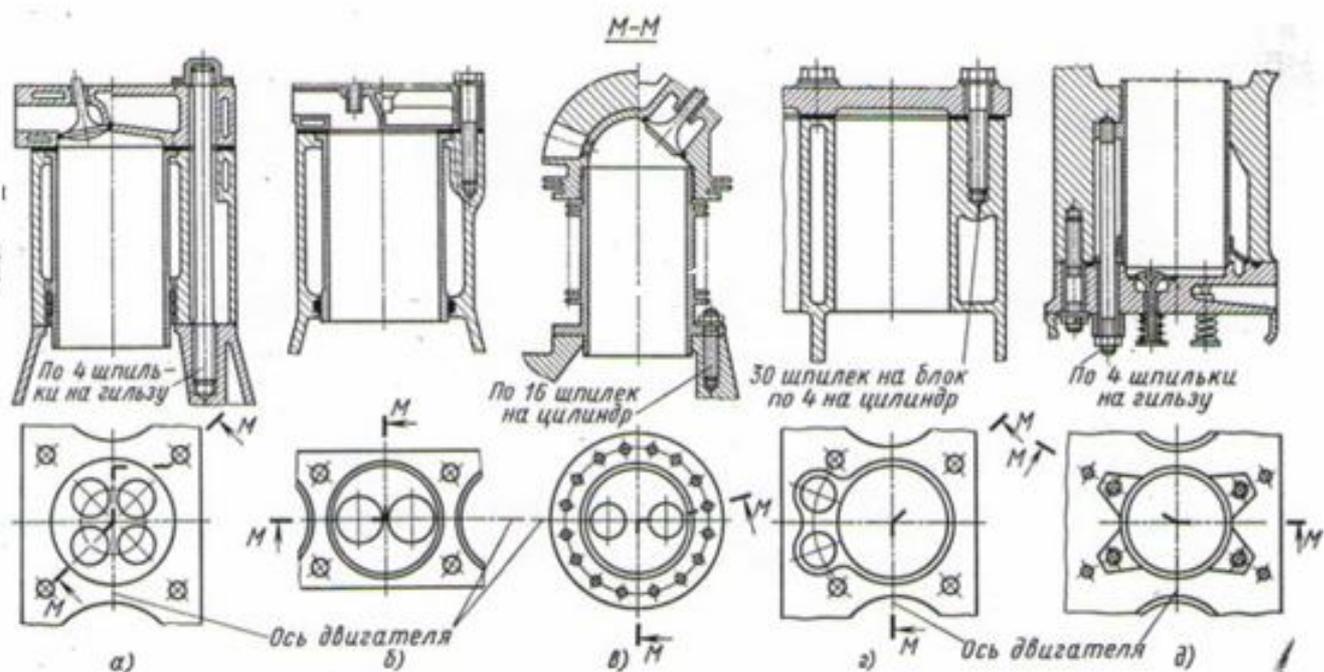
**Исследование деформации цилиндров и сопряженных с ними деталей в процессе сборки.** Увеличение срока службы и повышение качества работы д. в. с. было длительное время направлено лишь на улучшение качества смазочных масел, изыскание износостойких материалов, совершенствование фильтрации воздуха и топлива, повышение приспособляемости поршневых колец и т. п. Не учитывалось, что жесткость корпусных деталей влияет на надежность цилиндро-поршневой группы, сопряжений коленчатый вал — подшипники, уплотнения газового стыка и др. Повышенная податливость картера, головки, блока, подшипников, цилиндров под воздействием процессов сборки, тепловых и рабочих нагрузок может вызвать нарушение правильной работы распределительной системы и герметичности клапанов, прогорание прокладок, увеличение прорыва газов в картер, перерасход масла, рост износа деталей поршневой и кривошипно-шатунной групп и др.

Искажение макрогеометрии цилиндров наблюдается во всех двигателях (табл. 3.1.). Специфика конструкции двигателя и схема передачи в нем усилий существенно влияют на численное

Таблица. 3.1

*Овальность гильз при сборке автотракторных дизелей по данным замеров единичных образцов в НАТИ и НАМИ*

Двигатель или фирма	Страна	Диаметр гильзы в мм	Овальность в мкм	
			До сборки	После сборки
Д-50	СССР	110	20-30	30-90
СМД-14	---	120	20-30	20-90
АМ-41	---	130	10-20	40-80
ЯМЗ-236	---	130	10-30	20-80
Перкинс Д4-236*	Англия	98,5	10-30	50-70
Перкинс Д-203*	---	91,5	10-20	20-50
Зетор	ЧССР	95	20-30	30-40
Форд	США	100	10-20	30-50
БМК	Англия	100	20-40	40-110
Кемпер	ФРГ	100	10-30	30-60
Катерпиллер	США	114	20-30	60-110
Альфа-Ромео	Италия	115	30-40	30-60
МАН	ФРГ	115	10-20	10-50
Камминс*	США	140	10-30	15-40



*Рис. 3.1. Силовые схемы блоков двигателей: а-тип А (несущие шпильки); б-тип Б (несущие рубашка); в-ти В (несущие гильза); г-тип Г (несущие гильза); д-тип Д (несущие рубашка)*

значение и характер деформаций цилиндров, ориентацию искажений по их высоте и периметру. Цилиндры легких д. в. с. выполняют вместе с водяной рубашкой в виде моноблока, либо монтируют в рубашку блочного типа, в некоторых случаях конструируют отдельно стоящими на картере. Статические усилия, возникающие при сборке, термические деформации, равно как динамические усилия, передаются картеру силовыми шпильками, рубашками блоков, цилиндрами (или гильзами).

В силовой схеме несущих шпилек предусмотрено наличие специальных силовых элементов. Шпильки проходят через полости охлаждения рубашки и головки и усложняют их конструкцию. Схема имеет две разновидности. В первом случае (двигатель типа А) головку и рубашку крепят к картеру (рис. 3.1., а) шпильками, причем рубашку зажимают между головкой и картером. Силы, возникающие в работающих цилиндрах, передаются картеру через шпильки, уменьшая сжатие рубашки. Уплотнение

отпрорыва газа из камеры сгорания между торцами бурта гильзы и головки достигается затяжкой шпилек. Для изолирования водяной полости рубашки в нижней ее части предусмотрено уплотнение, состоящее из резиновых и стальных колец. В работающем двигателе рубашка и головка нагреваются и стремятся удлинить. Этому препятствуют шпильки, удлинение которых от нагрева меньше, и они дополнительно нагружаются растягивающими усилиями. Рубашка блока работает на сжатие. Для увеличения ее жесткости она снабжена ребрами и перегородками. Во втором случае рубашка и головка отлиты вместе и притягиваются силовыми шпильками к гильзам. Силовые шпильки, кроме усилий вспышки, нагружены силами предварительной затяжки для уплотнения газового стыка. Нижний стык гильзы и рубашки уплотняются резиновым кольцом, помещенным в выточке гильзы. Связь между блоком цилиндров и картерами осуществляется гильзой, она подвержена осевым напряжениям сжатия. Рубашка при работе двигателя не нагружена, несколько не доходит до картера и имеет возможность свободно расширяться при нагреве.

Для облегчения монтажа и надежности верхнего стыка каждая гильза притянута шпильками к головке блока. Рассматриваемая конструкция сложнее предыдущей и уступает ей в жесткости.

Отливка рубашки вместе с головкой сложна; расстояние между опорными поверхностями верхнего и нижнего фланцев цилиндра ограничено 50 мм, плоскость фланца должна быть строго перпендикулярна оси гильзы.

Силовая схема несущих рубашек (двигатель типа Б) распространена в конструкциях двух- и четырехтактных авиационных, автомобильных и тракторных двигателей. Иногда рубашка и картер (рис. 3.1., б) либо головка и рубашка объединены в одной общей отливке, что делает систему более жесткой и устраняет ряд крепежных и уплотнительных деталей. Однако при этом усложняется отливка блока, а в последнем случае и крепление в нем гильз. Гильза снабжена лапами с нарезкой, за которые гильзу подтягивают шпильками к крышке цилиндра. Между крышкой и гильзой устанавливают

кольцевую прокладку, назначение которой — обеспечить уплотнение газового стыка. Уплотнение водяной полости осуществляют резиновыми кольцами. Головку крепят к рубашке цилиндров шпильками. Уплотнение газового стыка шпильками громоздко, сложно и деформирует гильзу. Для осмотра цилиндров, поршней и колец требуется производить демонтаж значительной части двигателя.

Некоторые двигатели воздушного и водяного охлаждения (тип В) выполняют по силовой схеме несущих цилиндров (гильз). Недостаток этой схемы — необходимость подгонки нижних фланцев цилиндров (гильз) по плоскости картера и обеспечения перпендикулярности плоскостей фланцев к оси цилиндров (гильз). Каждый цилиндр (рис. 3.1., в) является законченным

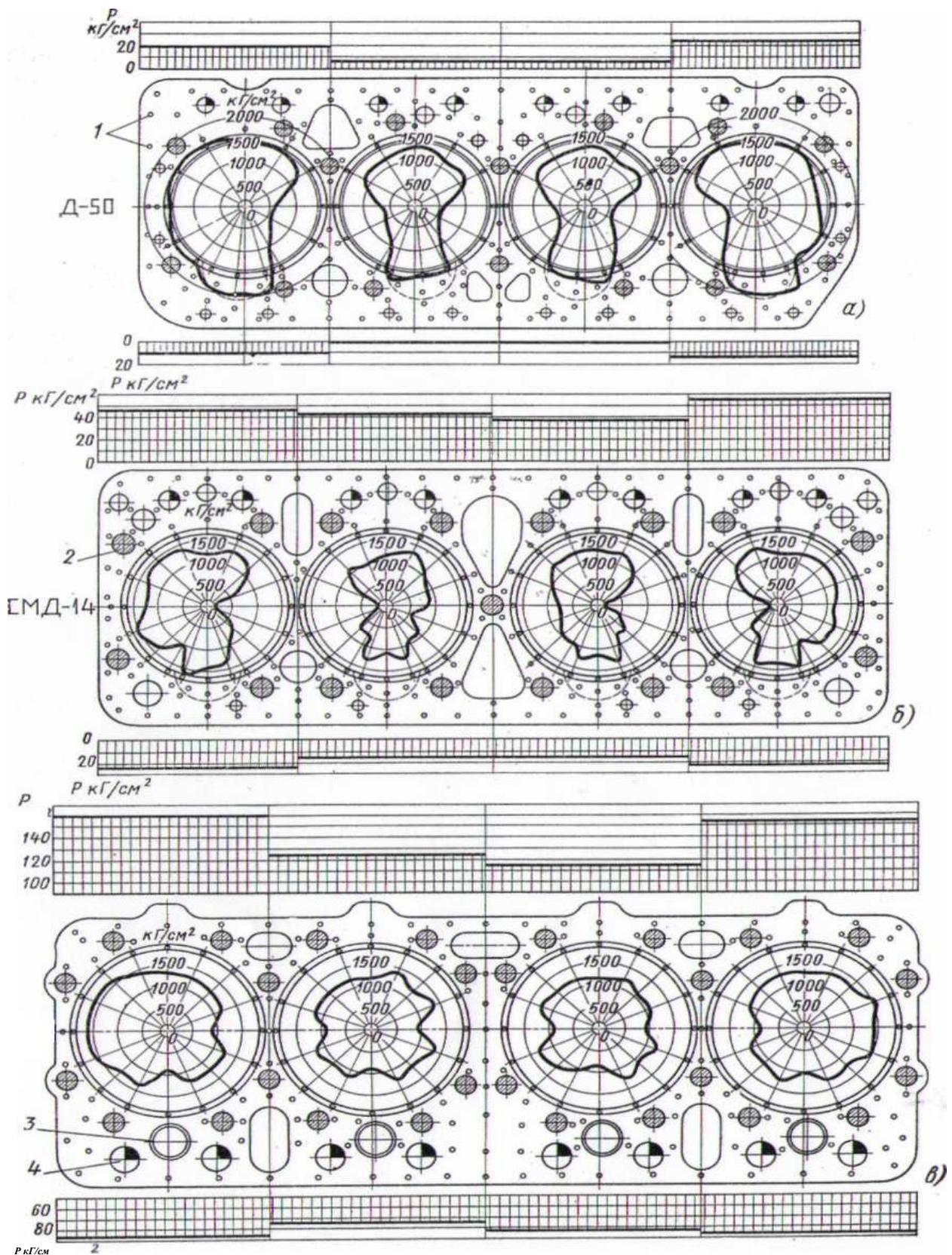


Рис. 3.2. Эпюры распределения контактных давлений (в  $\text{кг/см}^2$ ) в зоне газового стыка для двигателей: а – Д-50; б - СМД - 14; в – АМ-41.  
 1-отверстия в прокладке для установки пластичных индикаторов;  
 2 — шпильки крепления головки блока; 3 — отверстия для перепуска воды;  
 4 — штанги коромысел клапанов

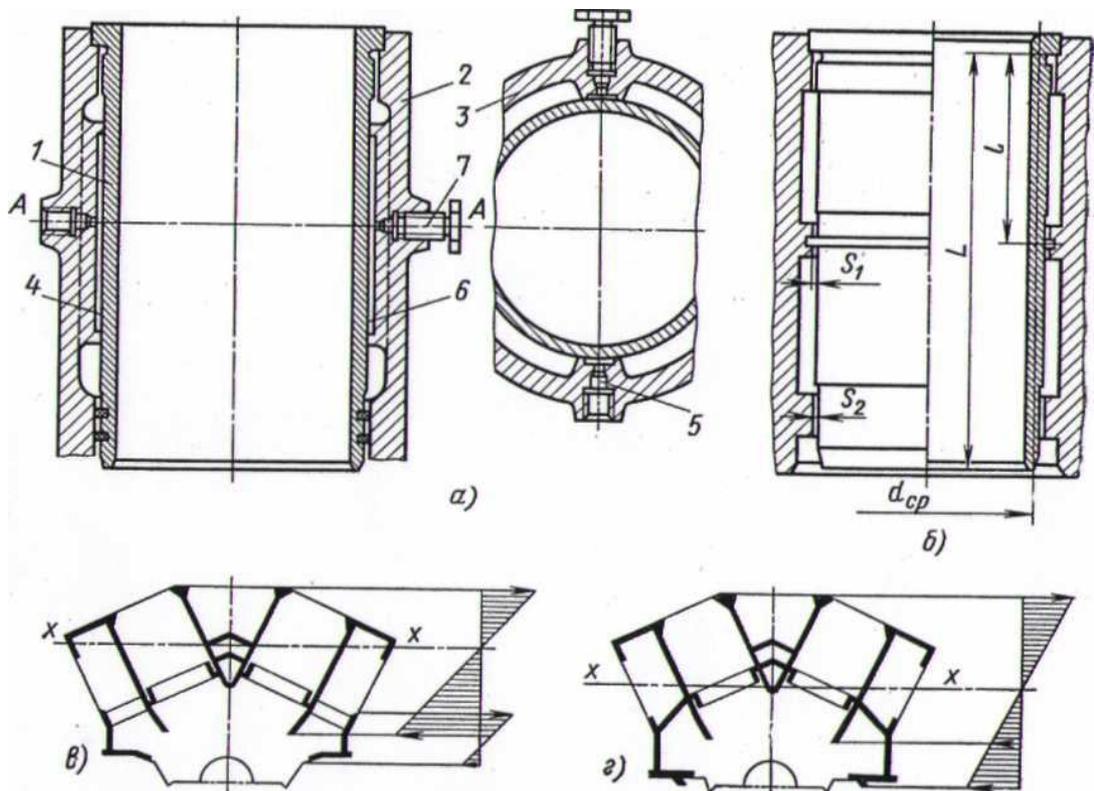
конструктивным узлом и, как правило, состоит из стальной гильзы и головки, отлитой из алюминиевого сплава. Гильзу и головку соединяют пиловидной резьбой, головку наворачивают в нагретом состоянии, чем обеспечивается необходимый натяг и герметичность соединения как по резьбе, так и по уплотнительному поясу головки и гильзы. Охлаждающие ребра расположены по

наружным поверхностям головки и гильзы; в нижней части гильза снабжена цилиндрическим поясом и фланцем с отверстиями для центрирования и крепления цилиндра к картеру. Между картером и фланцем цилиндра устанавливают резиновое уплотнительное кольцо, зажимаемое в фаске окна картера. Силы от давления газов передаются картеру через цилиндр, нагружая его пульсирующим растягивающим усилием. При водяном охлаждении цилиндр иногда отлит заодно с головкой и крепится к картеру шпильками. Днище цилиндра расточено по сфере большого радиуса. Цилиндр и головка окружены водяной рубашкой из тонкой листовой стали, приваренной к блоку.

Промежуточное положение между второй и третьей схемой занимают конструкции с цилиндрами, отлитыми вместе с рубашкой в моноблоке (тип Г, рис. 3.1, г), а также конструкции, в которых усилия, возникающие в цилиндре, воспринимаются рубашкой и частью гильзы; в расточенные гнезда рубашки тонкостенные сухие гильзы устанавливают по наружному диаметру с натягом по всей длине. Такая конструкция повышает жесткость рубашки и устраняет необходимость уплотнения водяной полости. Недостаток «сухой» гильзы — повышенная термонапряженность. Блок крепят к картеру гильзами, на которые со стороны картера наворачивают гайки. Участок гильзы между рубашкой и гайкой воспринимает пульсирующие растягивающие усилия, возникающие в работающем цилиндре.

Деление существующих конструкций в зависимости от способа передачи картеру статических и динамических усилий в известной степени условно. При осуществлении первой или второй силовой схемы гильзы участвуют в передаче усилий, хотя они считаются свободными; при наличии сальникового резинового го уплотнения водяной полости гильзы составляют как бы единое целое с рубашкой и работают в пределах некоторых нагрузок, как цилиндры в моноблоке. Конструкции блоков обычно ослаблены (рис. 3.2.) каналами для охлаждающей жидкости, отверстиями под штанги механизма газораспределения и др. Ослабленные участки верхней плиты между силовыми шпильками прогибаются под действием монтажных и других нагрузок.

Увеличение жесткости легких д. в. с. достигается при отливке цилиндров в моноблоке, полноопорной конструкции коленчатого • вала, введении дополнительных ребер и стенок, в кольцевые утолщения которых устанавливаются гильзы цилиндров и вкладыши коренных подшипников. Так, например, для снижения деформации гильз при сборке и уменьшения их износа в процессе эксплуатации на четырехтактных дизелях ЯМЗ увеличены толщина гильз и жесткость опорного пояса. Деформация гильз *1* может быть снижена введением ребер-опор *3* на стенках блока *2* в плоскости качения шатуна (рис. 3.3, *a*). Ребра снабжены канавками *4*, которые после установки гильз в блок заполняются через сверление *5* вязкотекучей быстрозатвердевающей массой, например пластмассой с добавкой отвердителя, которая болтами *7* продавливается между ребром и гильзой. Принцип дополнительной опоры реализован и опробован в опытных образцах другого



*Рис. 3.3. Схемы ужесточения блоков двигателей:  
 а - продольными ребрами; б - средним концевым поясом; в, г - сварные  
 блоккартеры*

двигателя (рис. 3.3, б). В блоке между посадочными поясками было предусмотрено кольцевое ребро с цилиндрической канавкой под резиновое кольцо. При подаче охлаждающей жидкости только в верхнюю часть рубашки резиновое кольцо служит для уплотнения, а также для демпфирования вибраций гильзы. Блок цилиндров без гнезд под бурты гильз применен фирмой Катерпиллер (США) в двигателе V-12LCVT-1050. На верхнюю плоскость блока укладывают уплотнительную прокладку с отверстиями, равными внешнему диаметру гильз. Затем монтируют плиту, толщина которой и отверстия соответствуют высоте и наружному диаметру бурта гильзы. На плиту укладывают асбостальную прокладку, перекрывающую бурты гильз, и устанавливают головку блока. Такая конструкция снижает деформацию

гильз; сохраняет плоскостность головки и промежуточной плиты вследствие равномерности монтажных нагрузок и отсутствия жесткой связи зоны стыка с силовой схемой блока; исключает образование трещин в выточках под бурты гильз; повышает надежность газового стыка. Для получения жесткого и относительно легкого остова тепловозного двигателя мощностью 4000 л. с. фирма Зульцер применила сварной блок-картер (рис. 3.3., в). Для ужесточения конструкции в области коренных подшипников фирма была вынуждена усилить участок перехода от наклонной стенки к вертикальной и увеличить расстояние между вертикальными стенками (рис. 3.3., г). Это позволило также увеличить размеры противовесов вала и облегчить доступ к нему.

Нами было показано, что на характер и величину деформации цилиндра д. в. с. в процессе монтажа, а в последующей эксплуатации на стуки и задиры цилиндров существенно влияет операция завинчивания шпилек и болтов в блок, затяжка и порядок затяжки крепящих деталей, а также конструкция и материал прокладки, устанавливаемой между блоком и головкой. При проведении экспериментов болты и шпильки заворачивали в блок ключом с крутящим моментом 4—5 кГм, моментом 2—3 кГм и от руки или ключом с  $M < 1,5$  кГм. В моноблоках автомобильных двигателей ЗИЛ величина искажения образующей цилиндра в среднем составляла в последнем случае 10 мкм, при более тугих шпильках и болтах — 20 мкм, а при весьма тугих — 40 мкм. Средние значения изменений образующей, определенные для 150 цилиндров, показали, что при весьма тугей резьбе деформация в 5 раз выше, чем при слабой. Крепление головки блока путем затяжки гаек на шпильках с моментом 13—15 кГм давало приращение указанных деформаций на 100% при слабой посадке шпилек, а при тугей — лишь на 50%, однако величина суммарного искажения в последнем случае всегда больше. Были предложены пути снижения этих деформаций. Искажение геометрической формы цилиндров двигателей ГАЗ-69, ГАЗ-

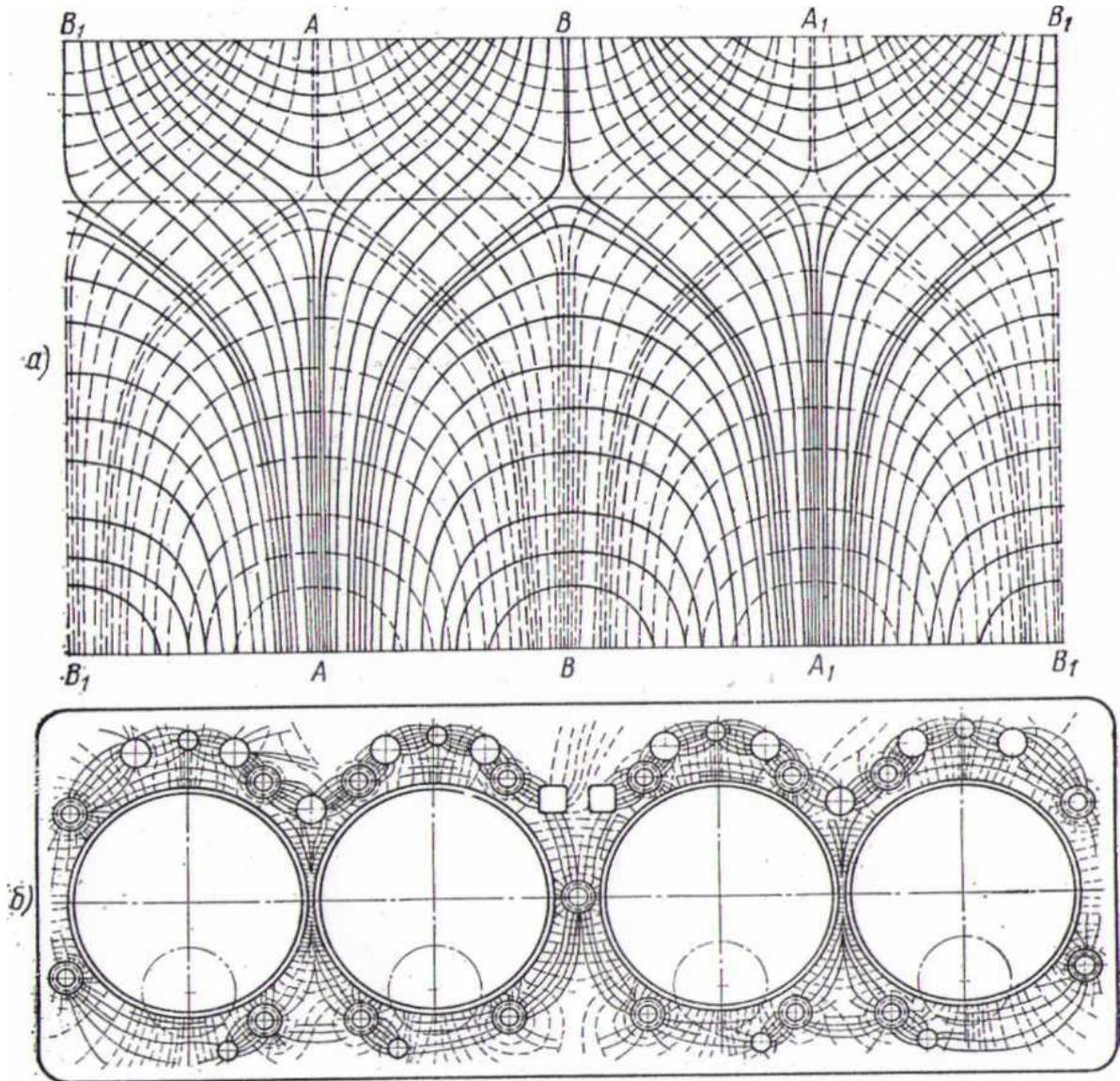
51, ГАЗ-12 и их модификаций под воздействием указанных сборочных операций было позднее установлено И. Б. Гурвичем. Так, завертывание шпилек в верхнее зеркало блока, а также под впускную и выпускную трубы вызывает овализацию верхней части цилиндров на 20 мкм; постанковка и крепление этих труб и головки блока сопровождается указанной овализацией в шестицилиндровых блоках на 20 мкм, а в четырехцилиндровых на 10 мкм. Влияние операций постанковки и затяжки шпилек на деформацию цилиндров не ограничивается легкими д. в. с, а выявлено и на тяжелых дизелях. В новых двигателях МАН 52/55 (16 цилиндров, общая мощность 10 тыс. л. с.) между цилиндровой втулкой и блоком устанавливается охлаждающее водой стальное кольцо. По данным фирмы, наличие этого кольца снижает деформации втулок цилиндров, возникающие под воздействием тепловых деформаций блока и его искажений при ввинчивании шпилек, крепящих крышки цилиндров.

Если деформация цилиндров в процессе сборки образуется в результате случайного сочетания размеров сопрягаемых деталей, тогда искажение геометрической формы цилиндров нужно устранять технологическими средствами. Эта задача должна решаться в конструктивной сфере, если макрогеометрические отклонения цилиндра закономерны. Нашими и других исследователей данными показано, что численные значения искажений формы цилиндров при сборке зависят от комплекса случайных и закономерных факторов, как конструктивных, так и технологических, а характер этих деформаций определяется конструкцией двигателя, отдельных его узлов и деталей. Поэтому объективными являются лишь суждения, основанные на статистической обработке данных измерений формы значительного числа цилиндров в разных стадиях монтажа. Желательно, чтобы измерения для получения данных производились непосредственно на сборочных конвейерах заводов, или в условиях, близких к заводским.

Методики исследований. Характер распределения главных напряжений (и деформаций) на рабочей поверхности гильз в процессе монтажа изучался нами по трещинам на хрупком покрытии. На развертке поверхности гильзы (рис. 3.4., *a*) для ясности рисунка показана лишь часть трещин, образовавшихся в лаковом покрытии. Трещины от напряжений растяжения показаны сплошными линиями, от напряжения сжатия — пунктирными. Точка *B* внизу чертежа — место приложения нагрузки *P*. Точки *B<sub>1</sub>* внизу чертежа—реакция опоры. Линия *CC* соответствует узловому сечению. Под действием силы *P* гильза деформируется в направлении *BB*. В этом направлении, от точки приложения силы до узлового сечения, трещин в лаковом покрытии мало. В направлении *AA*, перпендикулярном действию силы, в лаке образовалось много трещин. За узловым сечением трещины смещены на 90°, их можно разделить на два типа: идущие почти параллельно образующей цилиндра и под некоторым значительным углом к ней. Первые обусловлены главными напряжениями, основной составляющей которых являются нормальные напряжения. Второй тип трещин обязан своим происхождением преимущественно касательным напряжениям. Эти данные были использованы нами для выбора поясов и направлений замеров гильз, а также участков под наклейку тензометрических цилиндров.

Определение величины деформации цилиндров производили в разных стадиях сборки двигателя по четырем направлениям и семи поясам (вверху, внизу, в середине гильзы, а также в положениях верхнего и нижнего колец в в. м. т. и н. м. т.), а для оценки местных искажений — в девяти поясах (рис. 3.5). Для единства методики порядок измерений был сохранен при оценке деформации цилиндров нагретых двигателей, а также влияния силовых и динамических факторов, определения величины износа цилиндров в процессе эксплуатации. Наличие приспособления (рис. 2.18) и нанесение на.

гильзы меток обеспечивали неизменность местоположения пояса и направления измерения. Последние фиксировались планкой 3 в пазах кольца 2, а поясы замеров



*Рис. 3.4. Трещины в лаковом покрытии, образующиеся под воздействием монтажных нагрузок:*

*а — развертка внутренней поверхности гильзы цилиндра; б — верхняя плита блока*

— сверлениями на заданной высоте в направляющей трубе 1, шариком 4 и пружиной 5. Диаметр  $D$  назначали по наружному диаметру фланца гильзы. Замеры производили пассиметром с ценой деления 5 мкм. Затяжку шпилек крепления головки цилиндров производили

тарированным динамометрическим ключом с диапазоном измерений 0—25 кгм. Прокладку головки заменяли после каждой сборки двигателя.

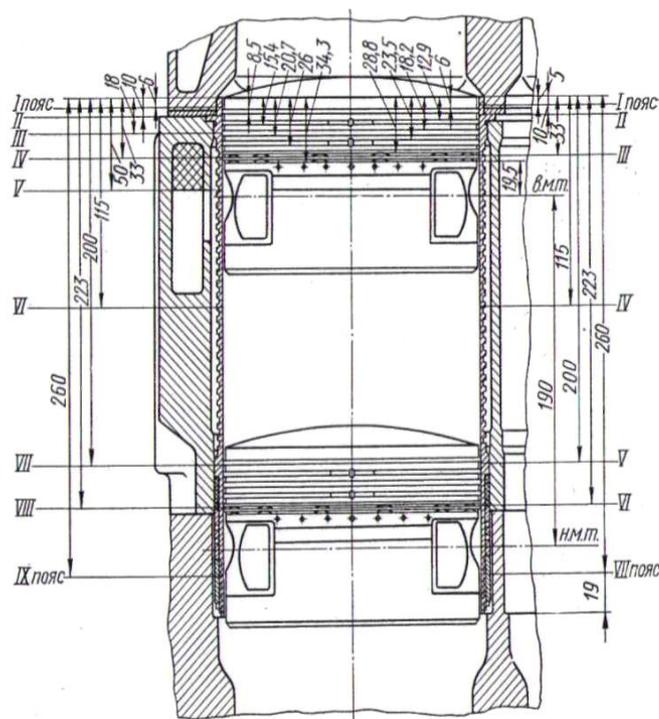


Рис. 3.5. Схемы расположения поясов измерений гильз цилиндров и положения поршня и колец в мертвых точках

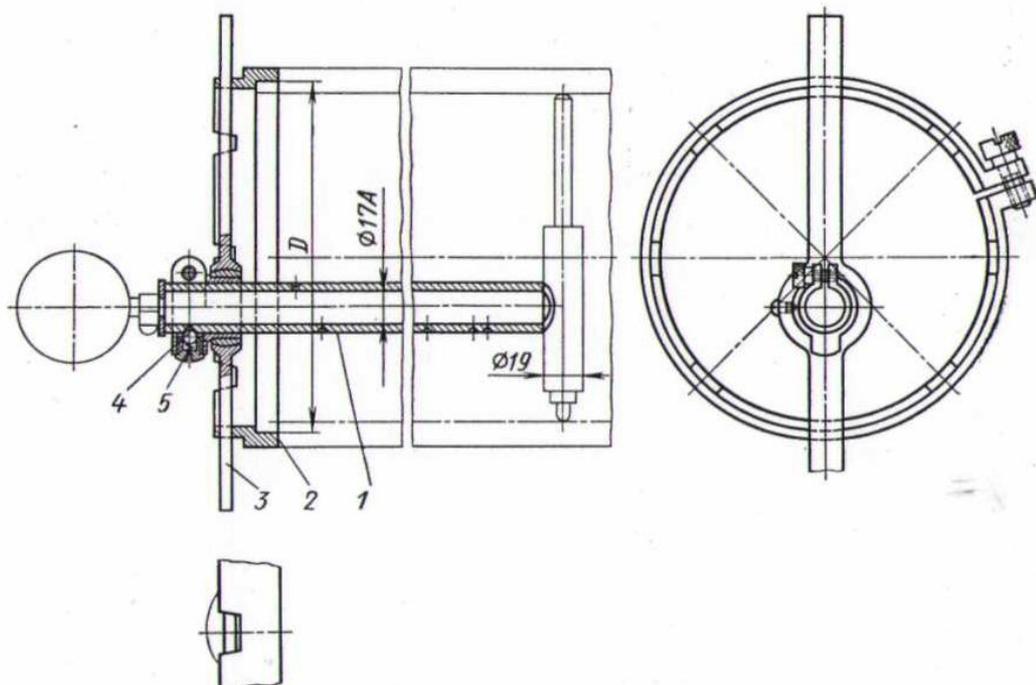


Рис. 3.6. Эскиз приспособления для измерения диаметра гильз цилиндров

Направление измерений по *AA* (см. рис. 2.20) было назначено перпендикулярно, а направление *BB* параллельно оси коленчатого вала. Два других направления *CC* и *DD* располагались под углом  $45^\circ$  к первым двум. Параметрами для характеристики искажения формы гильзы были приняты: 1) овальность как разность большего и меньшего численных значений из четырех измерений одного пояса или среднее их значение для всех поясов. Овальность всегда выражена положительным числом; 2) овальность *A—B*, т. е. разность численных значений измерений по направлениям *AA* и *BB* одного пояса, или среднее значение для

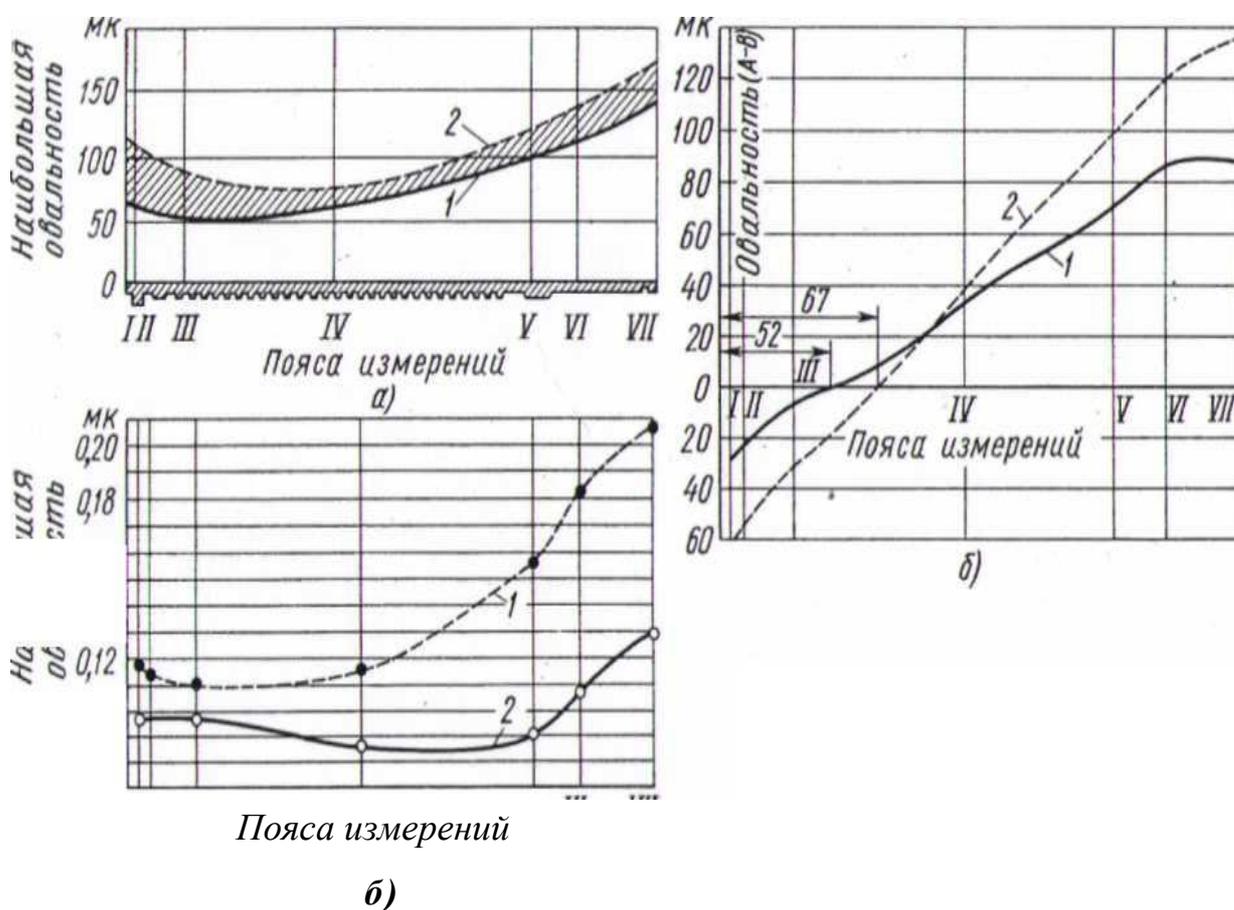


Рис. 3.7. Овальность гильз по поясам измерений после:  
 1 — операции запрессовки; 2 — затяжки рубашки силовыми шпильками

всех поясов, может быть выражена как положительным, так и отрицательным числом; 3) конусность как разность большего и меньшего численных значений всех измерений в данном направлении

или наибольшая конусность из четырех измерений по направлениям  $AA$ ,  $BB$ ,  $CC$  и  $DD$ ; 4) конусность — овальность разность экстремальных значений размеров по всем направлениям и поясам. Данные измерений подвергали статистической обработке. Определяли диапазон распределения величин каждого параметра, т. е. разность между крайними значениями вариационного ряда. При необходимости величины группировали по интервалам, распределения, полученные по эмпирическим данным, изображали и графически. Применяли метод наложения и совместного анализа нескольких полигонов распределения данного параметра, полученных на разных стадиях процесса сборки. На рис. 3.7, *а* приведено графическое изображение распределения наибольшей овальности, а на рис. 3.7, *б* — овальности  $A—B$ . Часть линии, расположенная ниже оси абсцисс, показывает, что на данном участке гильзы большая ось овала направлена по  $BB$ , т. е. по оси, численное значение которой принято в качестве вычитаемого, а расположенная выше оси абсцисс — что большая ось овала направлена по  $AA$ , т. е. по оси, численное значение которой принято в качестве уменьшаемого. Если взять по одной

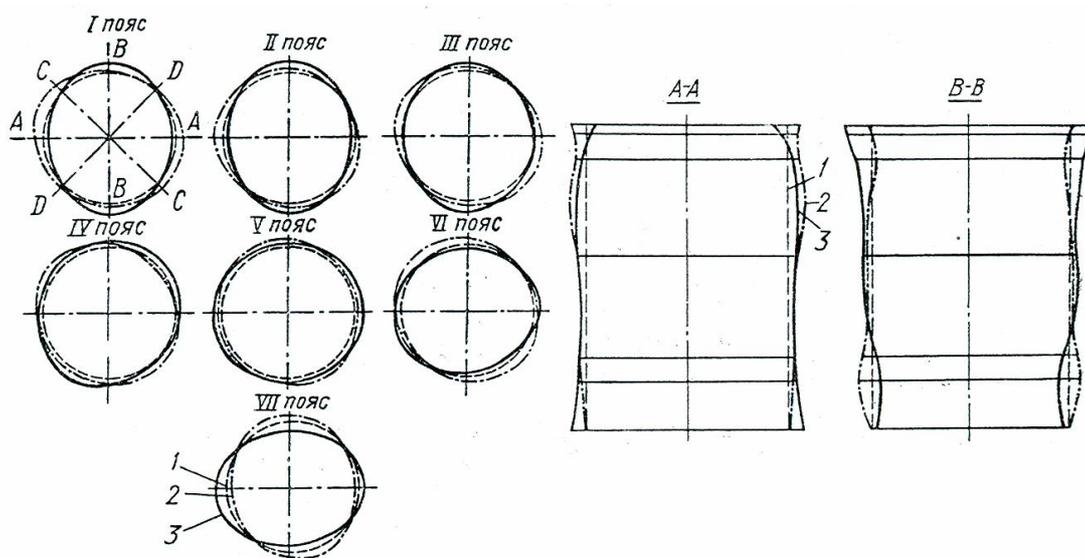


Рис. 3.8. Форма гильзы в поперечных и продольных сечениях после / — механической обработки; 2 — запрессовки в блок; 3 — затяжки рубашки ипильками

половине, левой и правой, каждого продольного сечения (рис. 3.8) и наложить их друг на друга, то линии, изображающие

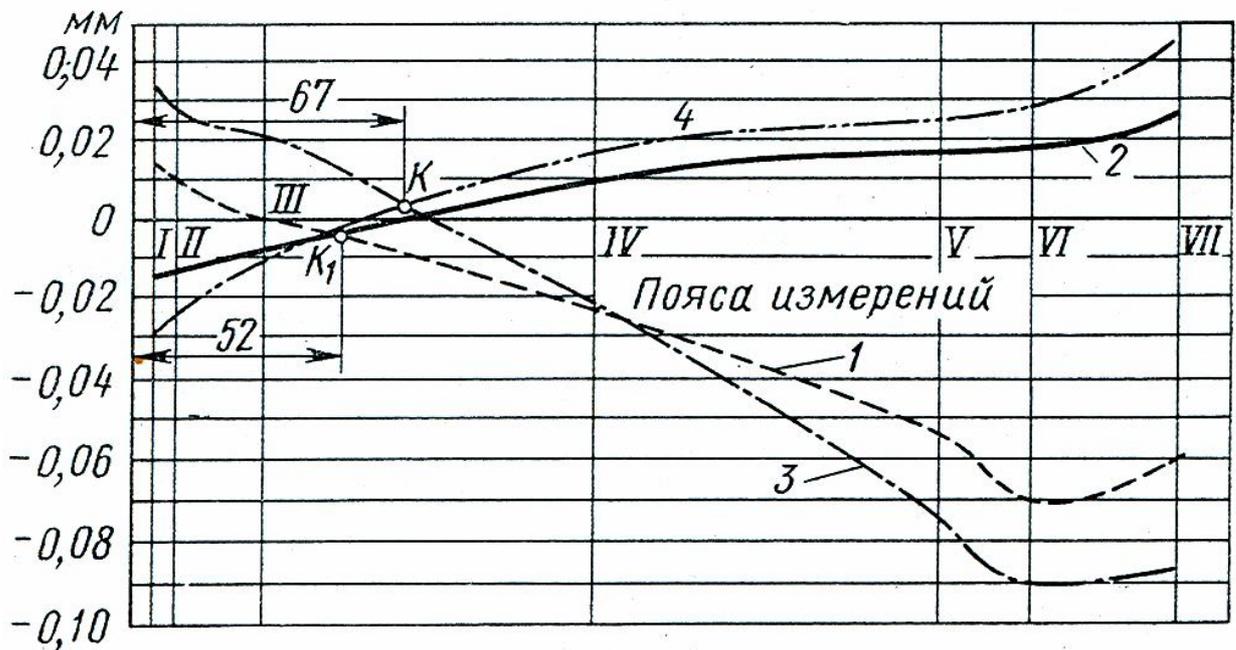


Рис. 3.9. Схема положения образующих гильз по направлениям:

1 —  $BB$  после запрессовки; 2 —  $AA$  после запрессовки; 3 —  $BB$  после затяжки шпилек; 4 —  $AA$  после затяжки шпилек

формы образующих по отношению к номиналу, расположатся так, как изображено на рис. 3.9. Точка  $K$  на этой фигуре лежит в сечении, названном узловым. На чертеже обе линии изображены в одной плоскости, на самом деле плоскости, в которых лежат эти линии, взаимно перпендикулярны; такое графическое совмещение плоскостей удобно тем, что наглядно показывает характер искажения цилиндра. Вследствие положительного допуска точка  $K$  пересечения линий образующих не лежит на оси абсцисс, соответствующей номинальному диаметру, а смещена. Линии, показывающие положение образующих по направлениям  $AA$  и  $BB$  изгибаются в области  $VI$  пояса замеров. Эти отступления от прямой обусловлены деформацией гильзы при затяжке накидной гайки, перетеканием резинового уплотнения и образованием на этом участке гильзы кругового корсета.

Для определения давлений на поверхностях буртов гильз, на верхней и нижней плитах соответственно блока и головки блока в НАТИ был применен метод пластических индикаторов. В прокладке сверлили

отверстия диаметром 3 мм (см. рис. 3.2.), в которые вставляли свинцовую дробь диаметром 2 мм. При креплении головки блока прокладка и дробь деформировались. По тарировочному графику определяли удельное давление на контактирующих поверхностях. Для оценки величины и характера деформации в процессе монтажа двигателей верхних плит блоков и посадочных гнезд под бурты гильз пользовались также приспособлениями, оснащенными в первом случае индикаторами (отклонения данных не превышали  $\pm 10$  мкм), а во втором — тензочувствительными элементами (база рабочих и компенсационных проволочных датчиков 10 мм).

Для характеристики деформации всей рабочей поверхности цилиндра, а не отдельных его сечений, а также для оценки не только величины макронеровностей, но и углов их сопряжения с остальной поверхностью, на Ярославском моторном заводе гильзы двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 проверяли на прямолинейность. Измерения производили через  $10^\circ$  на пятишкальном пневматическом приборе типа Шеффилд. По 36 точкам для пяти поперечных сечений строили кривые профиля поверхности (рис. 3.10, а) новых гильз и после их работы в двигателе в течение 1200 ч. Износ гильз определяли по методу вырезных лунок. Для построения топографии рабочей поверхности гильз по данным о каждой кривой профиля (на рис. приведены профиль сечения 2) на базовых линиях развертки гильзы указывали величину отклонения с учетом знака (рис. 3.10, б, в), а одинаковые величины отклонений соединяли между собой «изобатами». Для любой точки гильзы по разности отклонений до и после работы с учетом износа определяли деформацию. Наклон местной выпуклости или вогнутости рабочей поверхности гильзы оценивали по разности значения соседних изобат. Рассмотренный способ оценки топографии гильзы интересен методически, он может быть использован при исследовании отклонений формы полых деталей, а также применяться в заводских условиях для выборочной оценки геометрии цилиндров двигателей и других аналогичных деталей.

**Искажение формы, цилиндра при сборке конструкций, осуществленных по схеме несущих шпилек. Двигатель типа А (см. рис. 3.1.).** Гильза свободно вставляется в гнездо рубашки, и верхний бурт ее притирается к рубашке; между гильзой и рубашкой закладывают резиновые и стальные кольца, которые затягивают гайкой, наворачиваемой на гильзу. Гайка нажимает на резиновое уплотнительное кольцо, которое передает давление на стенки гильзы и на рубашку. Вследствие неравномерной жесткости рубашки в направлениях параллельно и перпендикулярно оси коленчатого вала она деформируется, а гильза на этом участке копирует до некоторой степени деформацию рубашки. Измерения на уровне сальникового водяного уплотнения до и после запрессовки гильз показали, что среднее увеличение ширины рубашки в направлении *АА* составляет 0,15 мм, а максимальное 0,23 мм. В верхней части рубашки увеличение размера меньше и в среднем не превышает 0,02 мм. Рубашки с запрессованными гильзами устанавливают на картер, на каждую рубашку укладывают прокладку, головку цилиндров, которые гайками и силовыми шпильками закрепляют на картере двигателя.

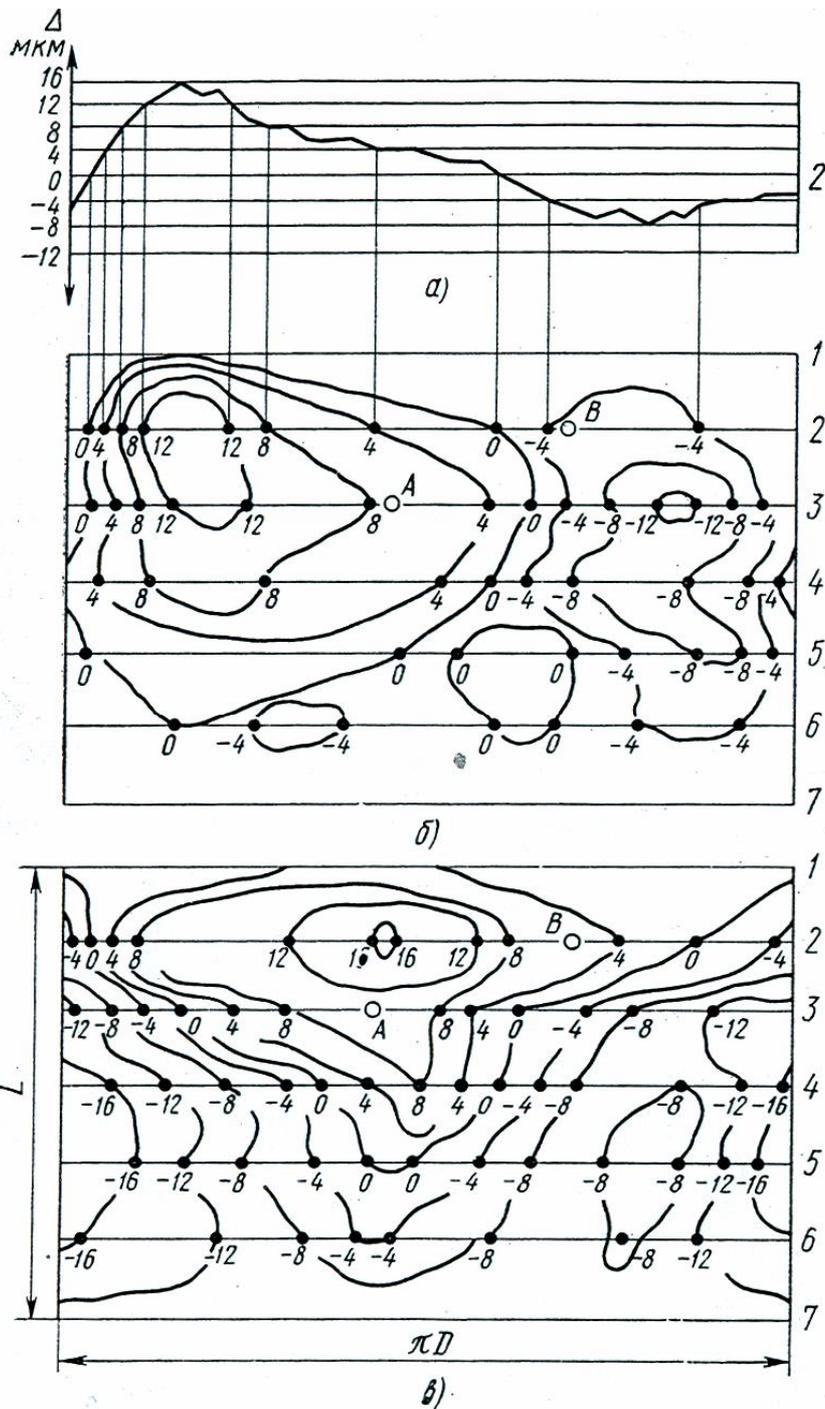


Рис. 3.10. Топография рабочей поверхности гильз: а – профиль в сечении 2; б – топография поверхности гильзы до работы; в – то же после работы

При затяжке блока силовыми шпильками гильза, зажатая в верхнем конце своим буртом, а в нижней части — сальниковым уплотнением, дополнительно деформируется (в среднем с 24 до 39 мкм). Гильза, как правило, искажается так, что в верхних поясах большая ось овала лежит в направлении  $BB$ , т. е. параллельно оси коленчатого вала, а в нижних, поясах

— в направлении  $AA$ , т. е. перпендикулярно оси коленчатого вала (рис. 3.8. и 3.9.). Между ними располагается сечение с нулевой овальностью. После запрессовки гильз в рубашку цилиндров расстояние от верхнего торца гильз до узлового сечения составляет 52 мм, а после операции затяжки — 67 мм (рис. 3.7,6), т. е. узловое сечение перемещается к IV поясу. Данные измерений 200 гильз позволили установить, что указанный характер деформации гильз типичен для рассматриваемой конструкции;

Выше были приведены средние арифметические значения деформации гильз. Для оценки надежности полученных результатов

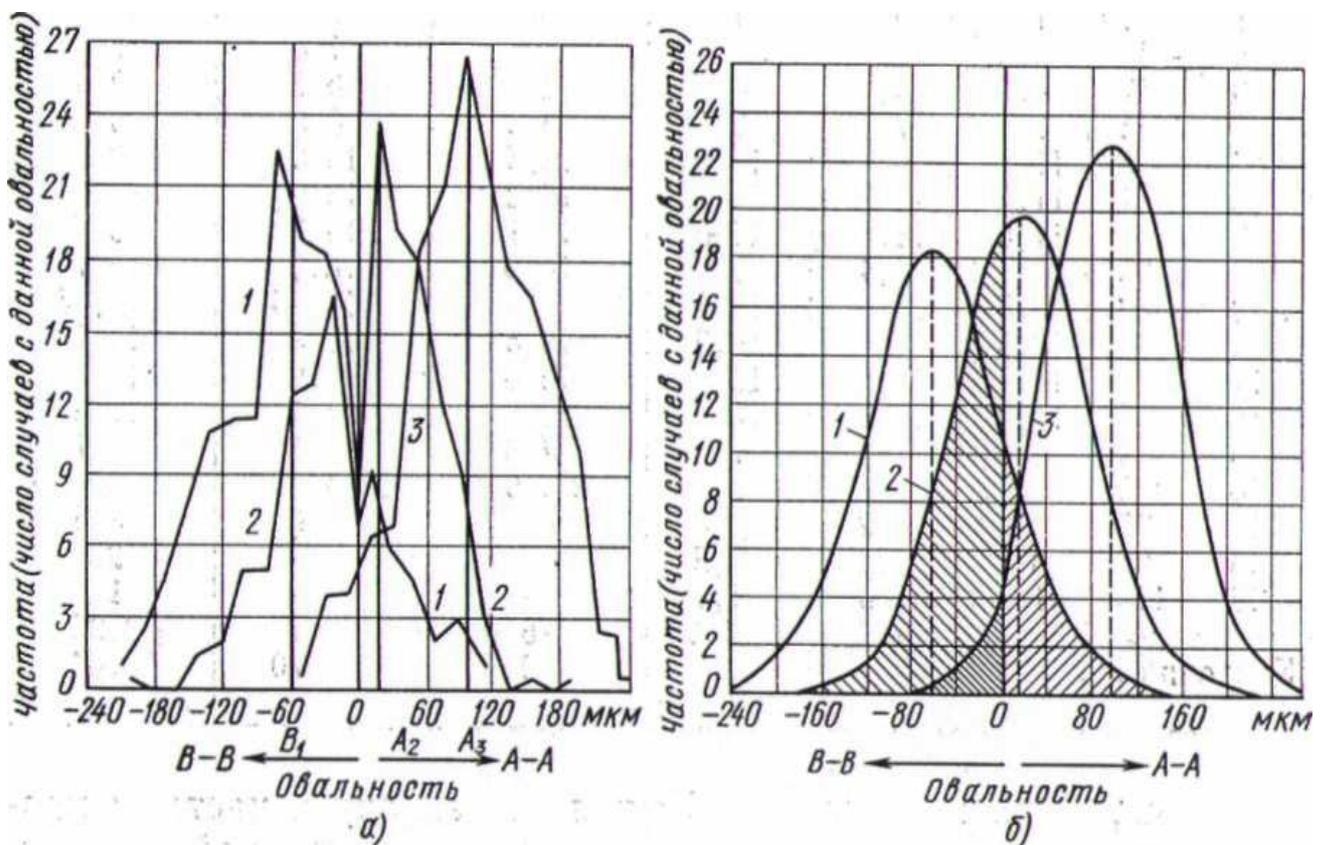


Рис. 3.11. Кривые распределения овальностей по поясам измерений:  
 а — эмпирические ( $B_1$  и  $A_2, A_3$  — средние значения овальностей соответственно по I—II, III—IV, V—VI поясам замеров); б — нормальные: 1 — поясы I—II; 2 — поясы III—IV; 3 — поясы V—VI

были построены эмпирические кривые распределения овальностей  $A—B$  после операции затяжки силовых шпилек (рис. 3.11, а) для I и II поясов (кривая 1), для III и IV поясов (кривая 2), для V и VI поясов (кривая 3), взятые как средние для каждой пары поясов. По оси абсцисс отложены

значения овальности: влево от нуля отрицательные (направление большой оси по  $B$ ), справа — положительные (направление большой оси по  $L$ ). Кривые, полученные в результате 400 замеров (небольшого числа), по форме не удобны для анализа. Метод «скользящих средних» (табл. 3.2.) основан на предположении, что средние арифметические значения «ведут себя лучше», нежели частные значения, он справедлив в том случае, если течение функции в интервале  $X\{i, x_{i+i}$  можно с достаточной точностью считать прямолинейным. Квадратичное выравнивание основано на том, что для пяти соседних точек выбирают целую рациональную функцию  $\langle p, (x) \rangle$  так, чтобы сумма  $\sum [f(x_i) - \varphi(x_i)]^2$ , распределенная на пять

**Таблица 3.2.**

*Данные выравнивания и интерполирования кривой 1 (рис. 3.11. а)*

1	2	3	4		5		
			Выравнивание		Интерполирование		
			Методом скользящих средних	Квадратичное выравнивание	Парабола IV порядка по формуле Лагранжа	Парабола IV порядка по методу наименьших квадратов Чебышева	Кривая нормального распределения Гаусса-Лапласа
		Эмпирический ряд частот					
1	-210	1	0,9	1	-	2	1
2	-190	2,5	2,8	2,6	-	1,8	2
3	-170	4,8	5,2	4,9	4,9	3,7	3,6
4	-150	8	7,8	7,8	6,5	6,9	6
5	-130	11	9,9	10,5	10,5	10,5	9,1
6	-110	11,	12,2	12,4	14,8	13,9	12,6
7	-90	5	14,6	14,6	19,1	16,8	16
8	-70	11,	18,4	21	18,5	18,5	18,1
9		5					
10		23					
9	-50	19,	19	19,8	22	19,05	19,05
10	-30	5	18,6	18,9	19,6	18,3	18,1
11	-10	18,	16,2	16,4	16,4	16,2	16
12	-10	5	12,4	13,2	11,9	13,1	12,6
13	30	18	8	7,6	7,6	9,1	9,1
14	50	14	4,9	3,9	4,6	4,8	6

15	70	6	2,9	2,8	-	0,6	3,6
16	90	4	2,2	2,2	-	-	2
17	110	2	1,3	1,4	-	-	1
	$\sigma_c$	3	$\pm 1,7$	$\pm 1,3$	$\pm 5$	$\pm 2,16$	$\pm 2,25$
		1					
		-					
Критерий Пирсона			-	-	0,03	0,70	0,87

значений, была минимальна. Решая эту задачу в частных производных, приходим к системе, из которой можно найти значение  $y$  в центральной точке, равное  $\varphi(x)$  в этой точке. После предварительного выглаживания эмпирической кривой распределения овалностей отыскивают аппроксимирующую функцию, заданную определенным уравнением. Распространена интерполяция с помощью полиномов. По формуле Лагранжа кривую распределения приводят к виду

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4,$$

т. е. к параболе четвертого порядка. Пять точек, через которые проведена эта парабола, выбраны на кривой распределения, полученной после «квадратичного» выравнивания. К концам кривой распределения, построенной по данным измерения, эта парабола не аппроксимируется, и поэтому соответствующие строки табл. 3.2. не заполнены.

Метод наименьших квадратов П.Л. Чебышева освобождает от произвольного выбора точек. Основной интерполяционной формулой является так называемый ряд Чебышева

$$\frac{\sum y_1 q_0(x_i)}{\sum q_0^2(x_i)} q_0(x) + \frac{\sum y_1 q_1(x_i)}{\sum q_1^2(x_i)} q_1(x) + \dots + \frac{\sum y_1 q_\lambda(x_i)}{\sum q_\lambda^2(x_i)} q_\lambda(x)$$

Сумма всех членов дает приближенное представление интерполируемой функции в виде целой функции степени  $\lambda$ , удовлетворяющей условию

$$\sum [y_i - f(x_i)]^2 = \min,$$

где  $y_i$  — интерполируемая;

$f(x_i)$  — интерполирующая функция;

$q(x)$  — вспомогательные функции.

Данные интерполирования оценены по величине среднего квадратичного отклонения точек интерполируемой функции от точек интерполирующей функции. Оно составило для параболы второго порядка  $\sigma_2=3,45$ , для параболы третьего порядка  $\sigma_3 = 2,95$ , для параболы четвертого порядка  $\sigma_4 = 2,16$ .

По виду кривых (рис. 3.11., а) можно сделать допущение, что они подчиняются закону нормального распределения. Эмпирические кривые сопоставлялись с кривыми Гаусса — Лапласа так, чтобы максимальная ордината кривой равнялась максимальной ординате наиболее аппроксимированной параболы, проходящей через среднее значение овальности, отложенной по оси

**Таблица 3.3.**

*Вероятность и «уверенность» в %, вычисленные разными способами*

Пояса замеров	Определением отношения суммы ординат эмпирических кривых		По площади кривых, выравненных методом скользящих средних		По кривым Гаусса Лапласа	
	$\omega$	s	$\omega$	s	$\omega$	s
I и II	83	66	88	76	84	68
V и IV	95	90	94	88	95	90

абсцисс, а среднее квадратическое отклонение  $\sigma$  было таким, чтобы кривая нормального распределения прошла через точки указанной выше параболы с ординатами, равными половине максимальной ординаты. Для исходного ряда значений среднее квадратическое отклонение, или эмпирический стандарт  $s=\pm 64$  мкм, а для полученной кривой нормального распределения  $a = \pm 66$  мкм, что указывает на хорошее приближение. Данные интерполяции исходной кривой распределения сопоставлены (табл. 3.2., предпоследняя

строка) путем вычисления среднего квадратического отклонения и по критерию согласия  $\chi^2$ . Для нашего случая лучшие результаты получены для кривой нормального распределения Гаусса — Лапласа (рис. 3.11.,6). По таблицам «интегралов погрешностей» определяем вероятность как отношение площади, ограниченной кривой, осью абсцисс и осью ординат (слева для кривой I и справа для кривой 3), ко всей площади, ограниченной кривой и осью абсцисс. Для I и II поясов эта вероятность оказалась 84%, для V и VI — 95%. По теории вероятностей «уверенность»  $s = 2$  ( $w = 50$ ), где  $w$  — вероятность, Для V и VI поясов результат достаточен для обоснованного суждения (табл. 3.3.). Для I и II поясов результат мал, но все же больше 50%.- Вероятность для III и IV поясов близка (рис. 3.,6) к 50%, «уверенность» равна лишь 10%. Это значит, что сечение с нулевой овальностью близко к середине расстояния между III и IV поясами. Положим, что площади частей кривой, лежащие по одну и другую стороны от нулевой ординаты, пропорциональны расстояниям от узлового сечения до соответствующих поясов, т. е.

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{h_1}{h - h_1},$$

где  $h_1$  — расстояние от III пояса до узлового сечения;

$h$  — расстояние между III и IV поясами, равное 82 мм.

В этом случае  $h_1 = 33$  мм. Прибавляя расстояние от верхнего торца гильзы до III пояса, равное 33 мм, получим расстояние от верхней кромки гильзы до III пояса равным 66 мм. По средним арифметическим данным измерений расстояние до узлового сечения равно 67 мм.

Для анализа перемещения образующих по направлениям AA и BB из данных измерений взяты значения величины деформации и после интерполяции построены кривые нормального распределения (рис. 3.12) для всех поясов направления BB после операции затяжки блока цилиндров силовыми шпильками. По оси абсцисс отложена деформация образующей гильзы; по оси аппликат указаны поясы измерений; по оси ординат — частота. Средние

квадратические отклонения кривых нормального распределения незначительно отличаются от вычисленных по данным измерений. Например, для кривой, относящейся к *IV* поясу, отклонение  $\sigma_m = \pm 31$  мкм, отклонение, вычисленное по эмпирическим данным  $\sigma_s = \pm 30,3$  мкм; для кривой *V* пояса  $\sigma_{mk} = \pm 42$  мкм, а  $\sigma_s = \pm 41,2$  мкм, для *VII* пояса соответственно  $\pm 46$  и  $\pm 41$  мкм. Основания максимальных ординат соединены между собой кривой *1*. Так как максимальные ординаты проходят через средние арифметические значения деформации, то, как уже указывалось выше, кривая *1* соответствует положению образующей в направлении *BB* и повторяет кривую *3* на рис. 3.9., а кривая *2* на рис. 3.12 — кривую *4* на рис. 3.9.. Кривые *1* и *2* на рис. 3.12 пересекаются в узловом сечении между *///* и *IV* поясами замеров. Плоскость аппликат делит кривые нормального распределения на две части. Левые части кривых показывают вероятность отрицательного значения деформации, а правые части кривых — вероятность положительного значения деформации. Отношение незаштрихованной площади ко всей площади, ограниченной кривой и осью абсцисс, определяет для каждого пояса вероятность направления деформации. Таким образом, с достаточной надежностью подтвердилось положение о параллельности направления большой оси овала в верхней части гильзы (*/* и *//* поясы) и оси коленчатого вала и перпендикулярности большой оси овала в нижней части гильзы, (*V*, *VI* и *VII*) к оси коленчатого вала. Малая вероятность положительного направления деформации для средней части гильзы (*///* и *IV* поясы) объясняется,

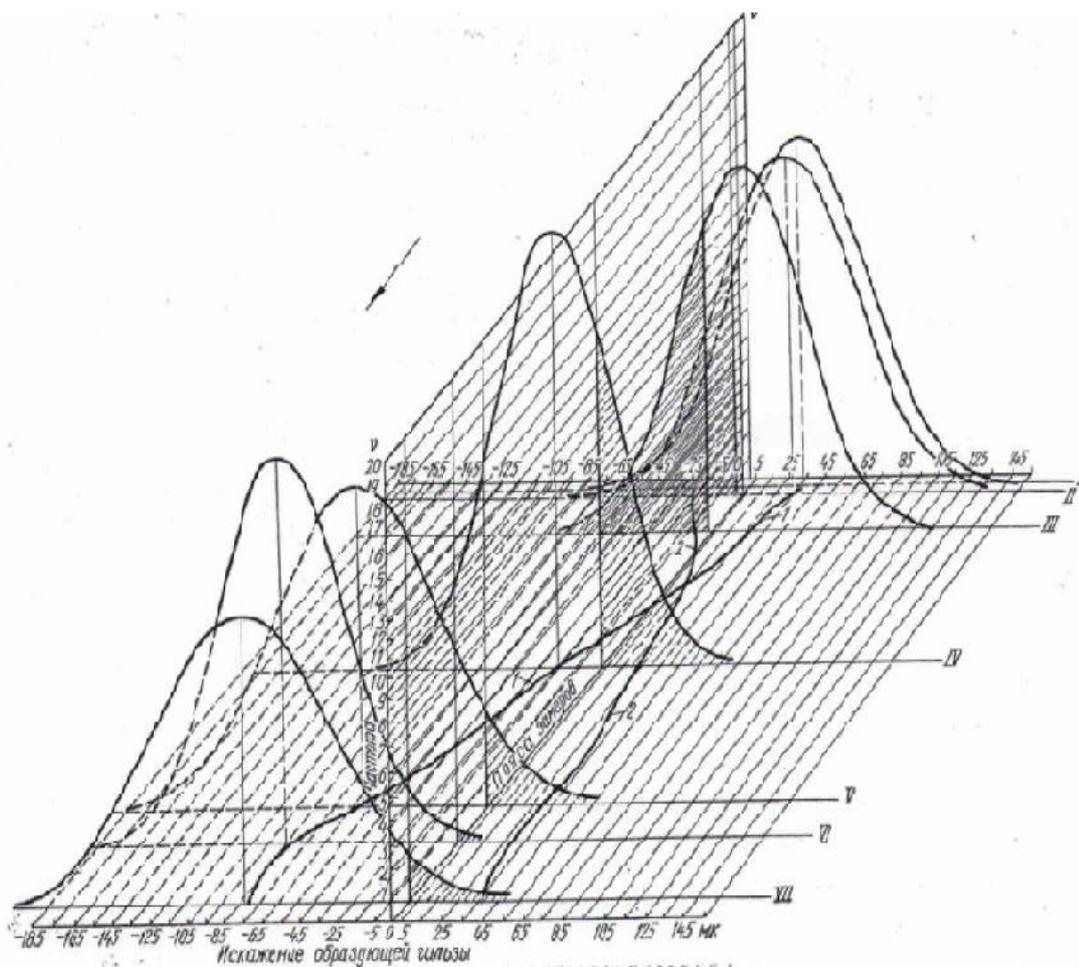


Рис. 3.12. Кривые нормального распределения искажений образующих гильз по направлению BB

как уже указывалось, тем, что они непосредственно примыкают к узловому сечению. Максимальные деформации расположены в нижней части гильзы, а вблизи камеры они незначительны. Так, овальность в верхней части гильзы составляет 60 мкм и лишь в отдельных случаях достигает 150 мкм.

Кривые распределения овальности после запрессовки цилиндров и затяжки рубашки силовыми шпильками были сглажены методом «скользящих парабол», удовлетворяющих условия  $\sum \Delta^2 = \min$ , где  $\Delta$  — разность ординат эмпирических кривых и соответствующих им ординат выравненных кривых (рис. 3.13). Тонкими линиями нанесены эмпирические кривые распределения. Заштрихованные площадки определяют число случаев с овальностью, превышающей допуск; из данных табл. 3.4 и рис. 3.13. следует, что их больше в нижних поясах, чем в верхних, а также, что

число случаев с такой овальностью возрастает в 2—3 раза после затяжки рубашки силовыми шпильками. Для

**Таблица 3.4.**

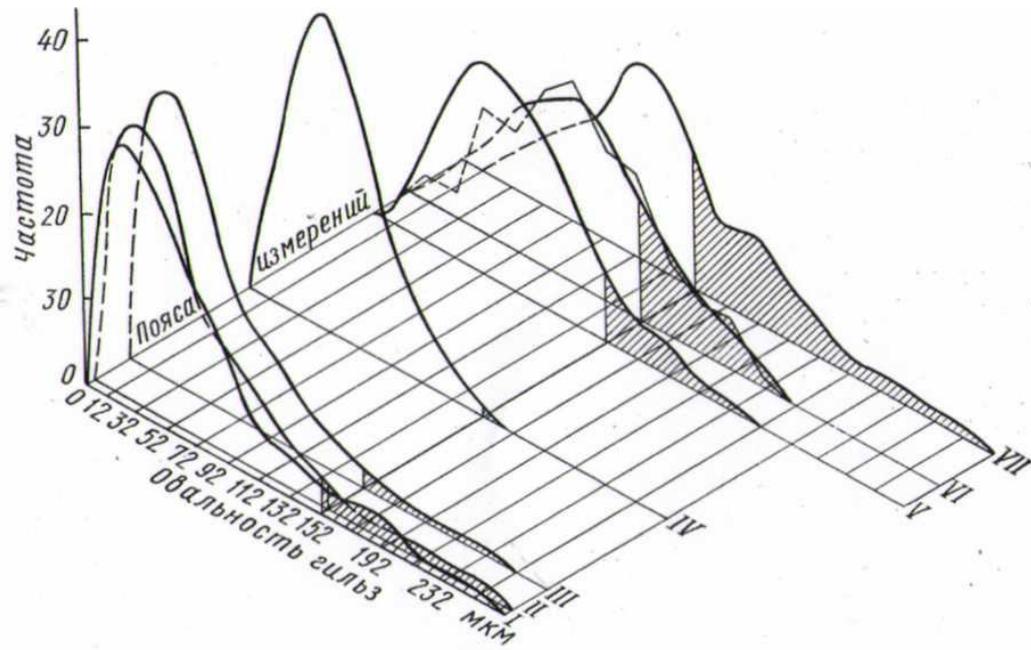
*Число случаев в % превышения допуска чертежа по значению максимальной овальности*

Пояса замеров	После запрессовка	После затяжке	Пояса замеров	После запрессовка	После затяжке
I	8	22	V	12,4	25,5
II	5	22	VI	22,6	47,4
III	4	12,4	VII	34,3	60,4
IV	0	3			

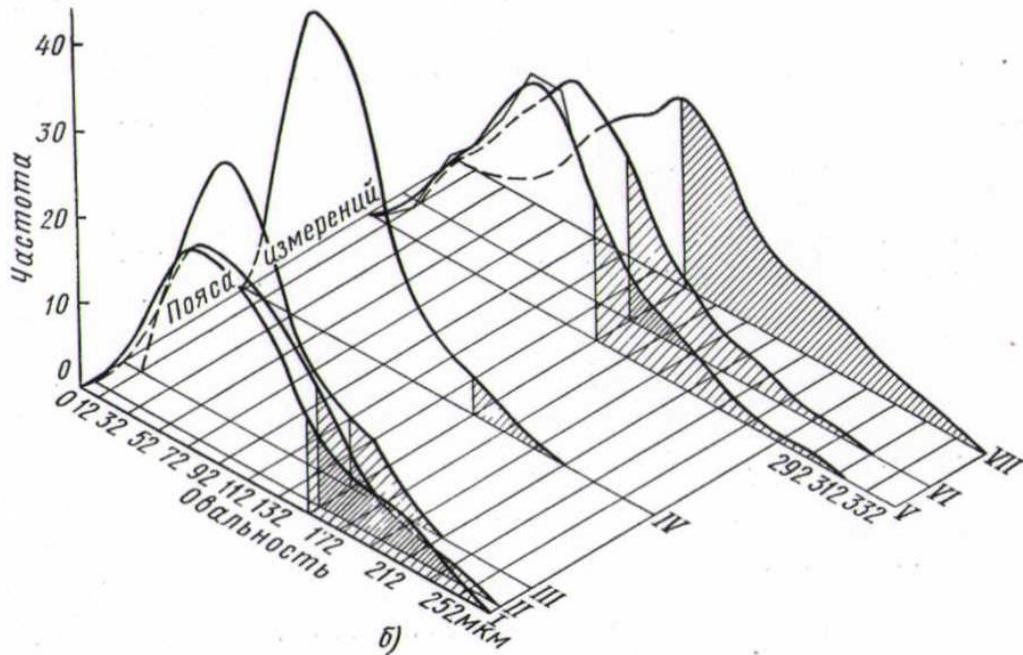
установления влияния резинового уплотнения на искажение гильз были отобраны сопреновые и резиновые кольца с равномерной радиальной толщиной в пределах 0,05 и 0,3 мм. Деформация гильз, запрессованных с применением этих колец, оказалась соответственно в пределах 0,15 и 0,3 мм; против утолщенного участка кольца на гильзах появилась местная выпуклость. При применении опытных уплотнений в виде пакета, состоящего из трех резиновых и двух стальных колец (с точностью по радиальной толщине в пределах 10—30 мкм) характер деформирования образующих сохранялся, но величина деформирования уменьшалась (см. рис. 3.7., в).

Располагая численной величиной «корсетности» гильзы, по данным измерений, можно определить величину давления  $P$ , оказываемого на гильзу резиновым уплотнением. Мысленно разделим поверхность гильзы вдоль образующей на элементарные полоски единичной ширины. Рассмотрим деформацию одной из элементарных полосок, нагруженной силой  $P$  (в  $кГ/см$ ) искомой интенсивности, которая распределяется резиновым уплотнением вдоль образующей на 18 мм. Середина уплотнения отстоит от нижнего торца гильзы на 65 мм. Прогиб под центром уплотнения определится по формуле

$$Y_{x=0} = \frac{P}{8\gamma^3 \mu}, \quad \text{где } \gamma = \sqrt{\frac{Ea}{4\mu r^2}}$$



а)



б)

Рис.3.13. Кривые распределения значений овальности гильз по поясам измерений после: а – запрессовки в рубашку цилиндров; б – затяжки рубашки силовыми шпильками

Величина  $2Y$  при  $x = 0$  известна из данных измерений, и поэтому

$$P = 8Y\mu^4 \sqrt{\frac{27(1-\mu^2)^3}{r^6 a^6}},$$

В рассматриваемом участке гильзы  $a = 0,3 \text{ см}$ ,  $z = 8,15 \text{ см}$ , коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ ,  $\gamma = 0,0024 \text{ сж}$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^6$  и  $P = 51,8 \text{ кг/см}$ . На  $1 \text{ см}^2$  образующей гильзы интенсивность нагрузки будет составлять  $P = 28,7 \text{ кг/см}^2$ . Величина давления, передаваемая резиной на гильзу, может быть определена и другим путем. Предположим, что при давлении затяжки резина теряет свои свойства сопротивления деформации и уподобляется жидкости. В этом случае давление, оказываемое манжетной гайкой на резину, полностью передается на стенку гильзы цилиндра. Обозначим:  $D_1$  — диаметр гнезда рубашки под резиновое уплотнение—  $170,9 \text{ мм}$ ;  $D_2$  — внешний диаметр гильзы под резиновым уплотнением и наружный диаметр резьбы— $166 \text{ мм}$ ;  $D_3$  — внутренний диаметр резьбы —  $164,3 \text{ мм}$ ;  $h$  — шаг треугольной резьбы— $1,5 \text{ мм}$ ;  $2\alpha$  — угол при вершине резьбы —  $60^\circ$ ; средний радиус резьбы  $R_A = 82,575 \text{ мм}$ ; средний радиус резинового уплотнения  $R_5 = 84,2 \text{ мм}$ . Допустим, что манжетная гайка затягивается ключом с силой в  $20 \text{ кг}$ , приложенной к рукоятке ключа на расстоянии  $300\text{—}400 \text{ мм}$  от оси гайки. Момент  $M_2$ , приложенный к гайке, уравнивается силами трения в резьбе и гайки о стальную шайбу, умноженными на их средний радиус. Уравнение моментов при затяжке гайки будет иметь вид

$$M_2 = Q[\text{tg}(\alpha + \varphi') + R_5 \mu]$$

где  $Q$  — искомая осевая сила;

$\alpha$  — угол подъема резьбы;

$\varphi'$  — угол трения в винтовой паре с остроугольной нарезкой;

$\mu$  — коэффициент сухого трения стали по стали, принятый равным  $0,1$ .

Определим угол подъема резьбы

$$\text{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi R_4} = 0,002892; \quad \alpha = 0^\circ 10'$$

Угол трения определится по формуле

$$\text{tg} \varphi' = \frac{\mu}{\cos \beta} = 0,115; \quad \varphi' = 6^\circ 34'$$

а искомая осевая сила

$$Q = \frac{M_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi')R_4 + R_5\mu} = (330 \div 440) \text{ кг}.$$

Удельное давление, передаваемое резиновым уплотнением на стенки гильзы, будет равно

$$P = \frac{4Q}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} = (28 \div 33) \text{ кг/см}^2$$

т. е. оба метода расчета давления резинового уплотнения на гильзу дают почти одинаковые результаты.

***Искажение формы цилиндра при сборке конструкций, осуществленных по схеме несущих рубашек. Двигатель типа Д (см. рис. 3.1., д).***

При креплении гильзы возникают четыре момента, приложенные у лап. Эти моменты стремятся изогнуть образующую гильзу, увеличить диаметр по  $CC$  и  $DD$  в верхней части гильзы и уменьшить его в этих направлениях в нижней части. Верхняя часть гильзы уплотнена резиновыми кольцами и оказывает на них в направлениях  $CC$  и  $DD$  давление. Под этими воздействиями образующие гильзы перемещаются (рис. 3.14., а). Линии, показывающие перемещение образующих по  $AA$  и  $BB$ , а также  $CC$  и  $DD$ , взаимно пересекаются. Точки пересечения преимущественно расположены в  $V$  поясе измерений или близко к нему, это сечение является как бы узловым. Операция затяжки гильзы шпильками существенно деформирует ее, а операция затяжки головки мало влияет на перемещение образующих в верхней части гильзы, но значительно изменяет форму нижней части гильзы.

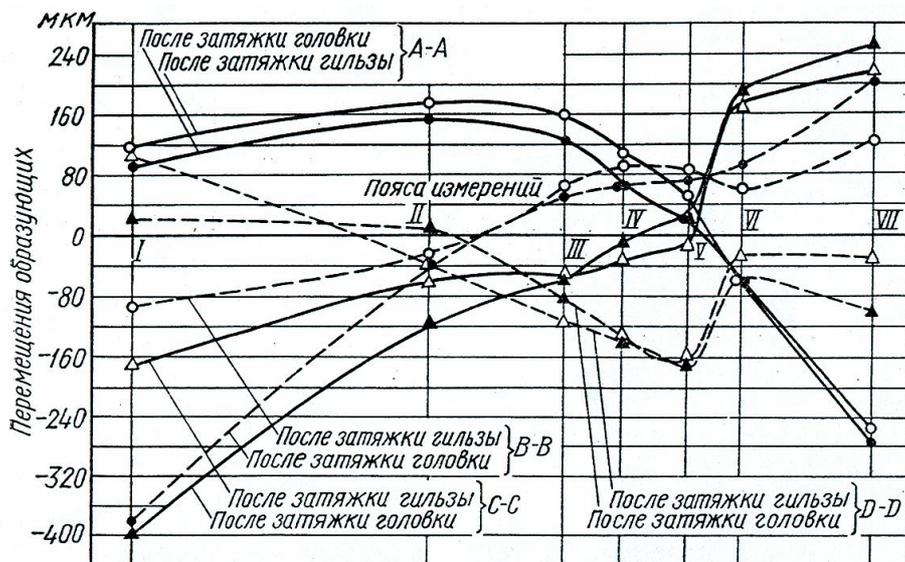
В  $I$ ,  $VI$  и  $VII$  поясах сечения гильзы искажены. Овальность гильз значительна как в верхней, так и в нижней части и достигает минимума в области «узлового» сечения. Максимальная овальность в верхнем ( $V//$ ) поясе замеров составляет 0,2 мм после затяжки гильзы и свыше 0,3 мм после закрепления головки блока; соответственно в нижнем ( $I$ ) поясе замеров 0,2 и 0,45 мм (рис. 3.14., б). Разность диаметров  $C-D$ , как правило, меняет свой знак в середине гильзы, и если большая ось овала направлена вблизи камеры

сгорания по  $CC$ , то в противоположном конце гильзы большая ось овала лежит в направлении  $DD$  и, наоборот; знак этой разности зависит от усилия затяжки шпилек гильзы.

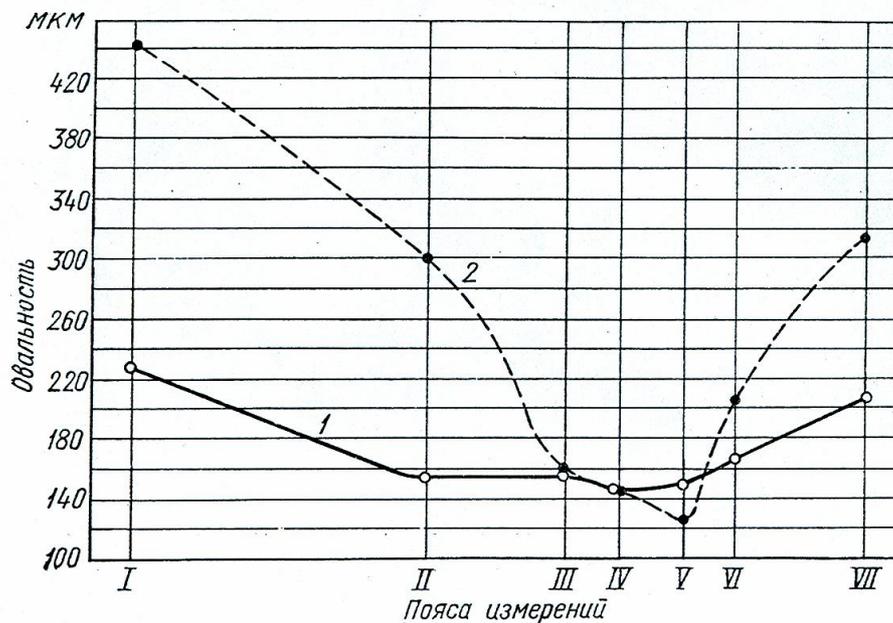
Напомним, что направления замеров  $CC$  и  $DD$  не взаимно перпендикулярны, а расположены под углом  $60^\circ$  и проходят через оси шпилек. Разность численных значений осей овалов  $A—B$  в рассматриваемых гильзах имеет в большинстве случаев положительное значение по всей длине гильзы, т. е. большая ось овала располагается по малой оси блока цилиндров —  $A A$ .

Значение разностей  $A—B$  и  $C—D$  в области камеры сгорания больше, нежели во всей остальной части гильзы, и для данной гильзы в / поясе составляет после операции затяжки головки соответственно 0,45 и 0,30 мм; конусность — овальность достигает 0,5 мм. Максимум деформации приходится на наиболее ответственную и напряженную часть гильзы, примыкающую к камере сгорания. В ранее рассмотренной конструкции двигателя типа А максимум деформации гильзы приходится на нижние рабочие ее пояса, овальность возле камеры сгорания составляет 60 мкм и лишь в отдельных случаях достигает 150 мкм.

В моноблоке двигателя типа Г (рис. 3.1.,  $z$ ) рубашка отлита заодно с верхней половиной картера. Верхняя головка с прокладкой



а)



б)

Рис. 3.15. Деформация гильзы двигателя типа Д при сборке:  
 а — перемещение образующих; б — овальность после: 1 — затяжки гильзы; 2 — крепления головки блока

крепятся к блоку болтами или шпильками. Цилиндры нескольких десятков блоков замерялись до сварки и на разных этапах сборки двигателя по изложенной выше методике. Кроме стандартных, были исследованы (рис. 3.16.) три опытные партии блоков, в которых: а) цилиндры были ужесточены двумя полукольцами шириной в 10 мм, высотой в 7—8 мм, на расстоянии 45 мм от верхнего зеркала; б) жесткость цилиндров была повышена

приливами в виде ребер толщиной в 8 мм на всю высоту приливов для крепления шпилек; в) верхняя плита была утолщена с 13 до 18 мм.

Численные значения деформации цилиндров больше в области расположения приливов для крепления шпилек (направления С и D) и распространяются на участке до 75 мм от верхнего зеркала блока. В стандартных блоках искажение цилиндров больше и распространяется глубже, чем в блоках с утолщенной верхней плитой. Максимальное искажение образующих цилиндров после крепления болтами головки колеблется на стандартных блоках между 40—50 мкм, среднее искажение — в пределах 20—25 мкм, а в блоках с утолщенной верхней плитой соответственно 15—20 и 3—9 мкм. Блоки, отлитые с ужесточенными

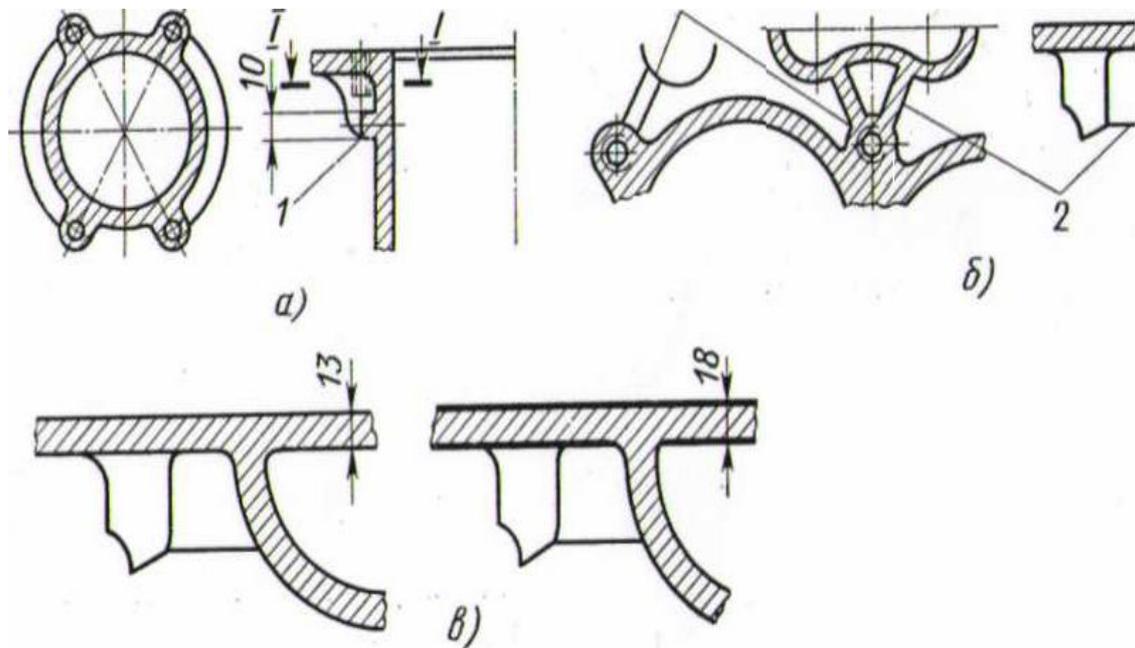


Рис. 3.16. Эскизы модификации моноблока двигателя типа Г:

1 – полукольцо; 2 – ребро

цилиндрами, полукольцами и оребренными бобышками, не дали заметного уменьшения деформации образующих и увеличения жесткости.

Наличие прокладки между головкой и блоком способствует увеличению искажения образующих цилиндров вследствие относительно жесткой окантовки в прокладке отверстия под цилиндры. Приращение деформации зависит от жесткости прокладки. Так, при железоасбестовой прокладке деформация цилиндров повышается на 50%, в отдельных случаях до 75%; а

при более мягкой медноасбестовой прокладке лишь на 25%. Конусность—овальность цилиндров при затяжке верхней крышки с прокладкой достигает 60—65 мкм. Неровности прокладки не влияют на величину деформации цилиндров. Деформация не изменялась при монтаже с прокладкой, не имеющей неровностей и отклонений по толщине, а также с бракованной прокладкой со значительными отклонениями по толщине и гофрами после штамповки. Однако прокладки нивелируют влияние шероховатости и в некоторых пределах неплоскостность верхней плиты блока и нижней плоскости головки. Замерами показано, что наличие статического давления (30 ат) в камере сгорания, равное давлению вспышки (создавалось гидравлическим прессом, жидкость—масло), искажает форму цилиндра на 10 мкм. Остаточные деформации образующей цилиндра, замеренные после удаления болтов и головки блока, составляют в среднем 62% искажений, вызванных сборкой.

Для статистического анализа экспериментальных данных в качестве параметра, характеризующего макрогеометрию цилиндра, мы пользовались овальностями А—В и С—D, которые позволяют определять направления сжатия и расширения цилиндров.

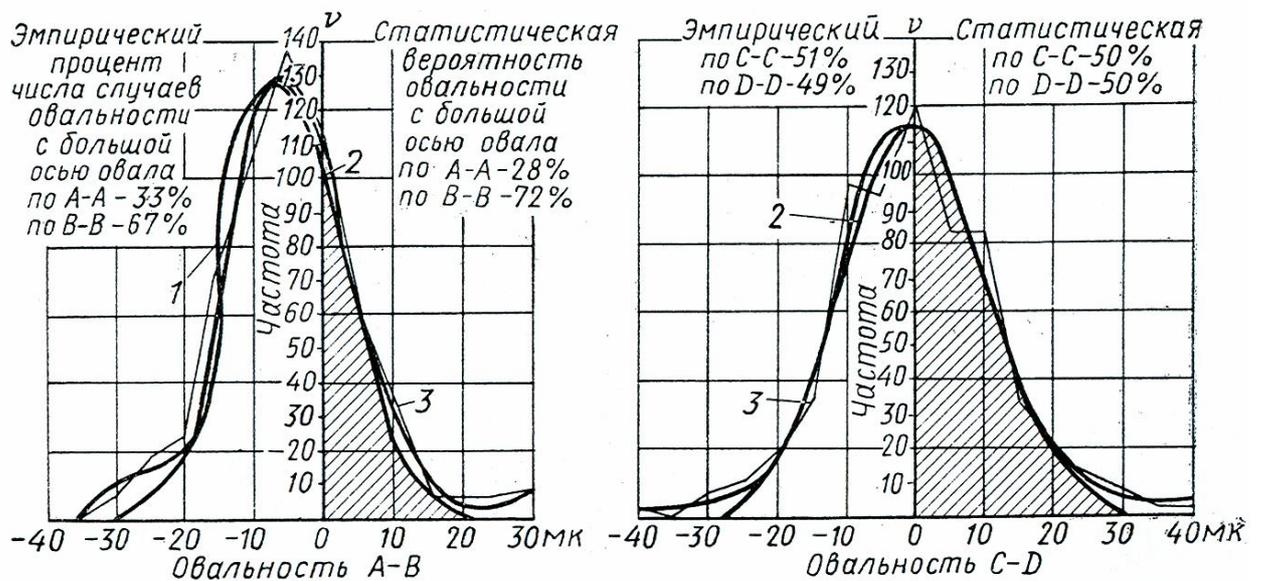


Рис. 3.17. Кривые распределения овальностей цилиндров двигателя типа Г: 1 — квадратичное выравнивание; 2 — нормальное распределение; 3 — эмпирическое распределение

Данные овальности группировали по номерам цилиндров. Кривые распределения овальностей сглаживались методом «скользящих парабол» и приводились к кривым нормального распределения Гаусса — Лапласа. Графически интерполяция суммарных по шести цилиндрам кривых распределения овальностей показана на рис. 3.17. Отношение площади, ограниченной кривой нормального распределения и осями координат, к площади, заключенной внутри всей кривой, дает, как известно, статистическую вероятность положительного (расширение по **AA** и **CC**) или отрицательного (расширение по **BB** и **DD**) значения овальностей **A—B** или **C—D** в зависимости от того, какая часть кривой рассматривается. Кривые нормального распределения овальностей **A—B** по всем группам цилиндров (рис. 3.18, а) показывают, что овальности **A—B** имеют преимущественно отрицательное значение. На рис. 3.18 приведена суммарная по всем цилиндрам кривая нормального распределения овальностей по направлениям **CC** и **DD**, показывающая ожидаемую равномерность. На этой же фигуре, как наиболее типичные, приведены также кривые распределения овальностей для 2-го и 5-го цилиндров, из которых соответственно вытекает вероятность направления большой оси по **CC** и по **DD**.

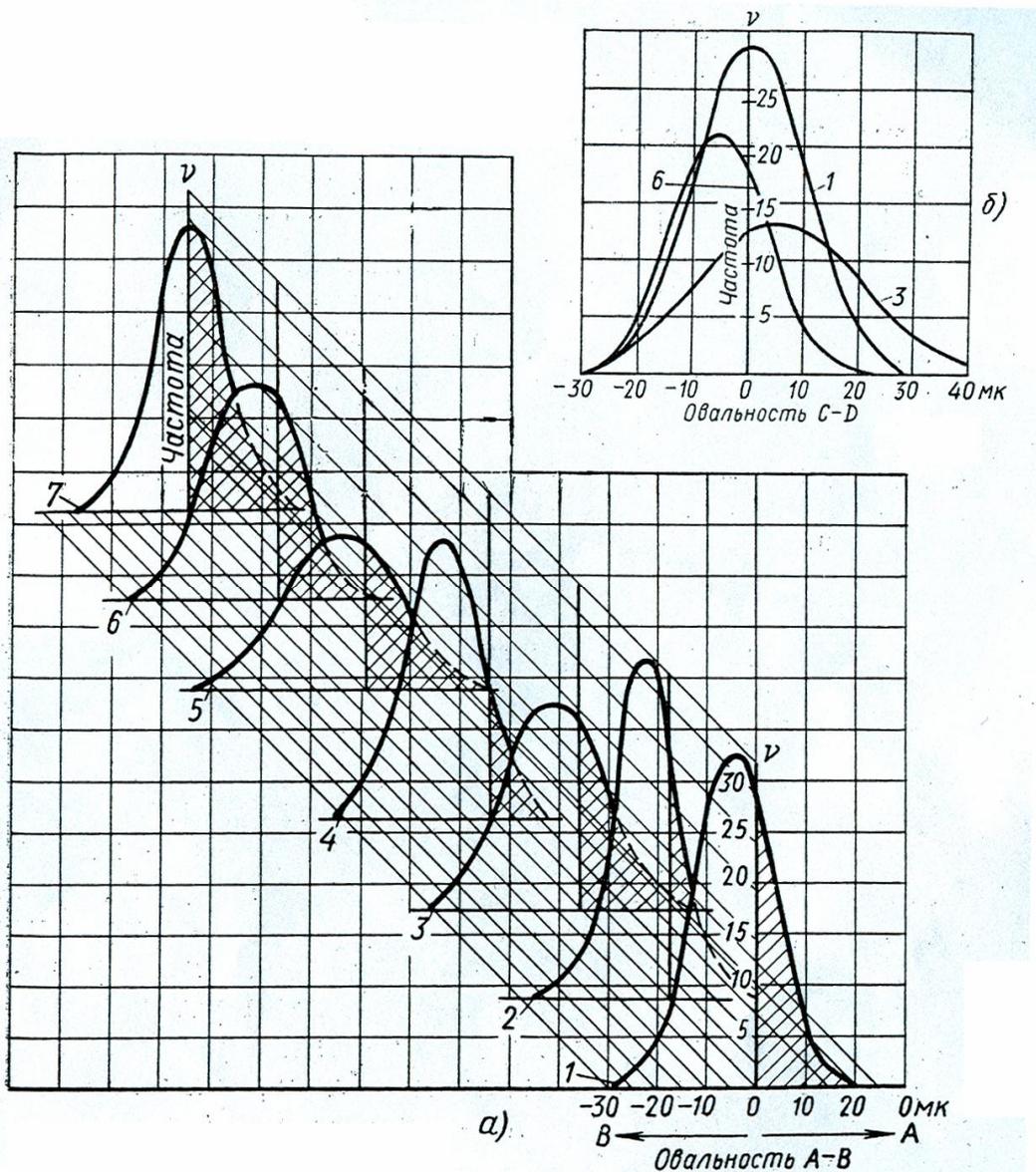


Рис. 3.18. Кривые нормального распределения овальностей цилиндров:  
 а — всего блока; б —<sup>1</sup> средних цилиндров полублока; 1 — суммарная по  
 шести цилиндрам; 2 - первых; 3 — вторых; 4 — третьих; 5 —  
 четвертых; 6 — пятых; 7 — шестых цилиндров

Блок цилиндров выполнен так, что, за исключением некоторых внешних приливов, левая половина его является зеркальным изображением правой. Вычисленные средние искажения для 1-го и 6-го цилиндров 5,8 мкм, а средняя овальность 6,5 мкм, соответственно для 2-го и 5-го — 6,7 и 9,8 мкм, для 3-го и 4-го цилиндров 6 и 7,2 мкм. Наиболее сильно искажаются 2-й и 5-й цилиндры, затем 3-й и 4-й, минимальные искажения приходятся на 1-

й и 6-й цилиндры. Это объясняется тем, что 2-й и 5-й цилиндры находятся в наименее благоприятном положении, так как они являются средними для каждого полублока. 1-й и 6-й цилиндры имеют наружные стенки, принимающие на себя часть усилия от затяжки шпилек. Увеличенное расстояние между осями 3-го и 4-го цилиндров (149 мм вместо 117,5 мм между осями остальных цилиндров) и добавочные стенки повышают их жесткость. Рядовые заводские стендовые испытания двигателей и анализ рекламаций потребителей показали, что на 2-й и 5-й цилиндры приходится наибольшее количество дефектов.

Статистические вероятности сужения и расширения цилиндров показали, что расширение во всех случаях превалирует над сжатием (75% против 25%). Несмотря на большие отклонения, статистический анализ показывает связь характера искажения с конструкцией моноблока. В частности, искажения по направлениям **СС** и **DD**, проходящие через бобышки крепления шпилек, больше, нежели по направлениям **AA** и **BB**.

**Таблица 3.5.**

*Некоторые сборочные параметры в мкм гильз цилиндров*

Двигатель	Страна	$z_v$	$z_n$	$\Delta H$
АМ-41 . . .	СССР	90	90	115
СДМ-14 . . .	- - -	110	168	155
Д-50 . . .	- - -	102	102	120
Форд . . .	США	50	110	100
БМК . . .	Англия	60	100	100
Катерпиллер	США	190	80	140
Роллс – Ройс	Англия	20	60	130
Камминс	США	185	90	105

### 3.2. Резьбовые соединения и их влияние на искажение формы деталей машин при сборке

**Требования к резьбовым деталям.** Большинство деталей машин, механизмов, приборов имеют резьбу; кроме того, они оснащаются болтами, шпильками и другими резьбовыми деталями. От 25 До 40% трудоемкости сборки машин приходится на резьбовые соединения. В зависимости от условий эксплуатации машины к крепежу предъявляют следующие требования: высокий предел текучести, низкая чувствительность к концентрации напряжений, высокая жаропрочность и релаксационная стойкость, достаточная ударная вязкость, стабильность свойств при длительной эксплуатации, сопротивляемость задиранию, равный или близкий к материалу сопряженных элементов коэффициент линейного расширения.

Выносливость деталей крепежа определяется механическими свойствами материала, из которого он выполнен, конструкцией, термообработкой, методом изготовления резьбы и чистотой ее поверхности; сказывается также конструкция элементов соединения и масштабный фактор. Влияние формы резьбы характеризуется, главным образом, концентрацией нагрузки по виткам, а влияние изготовления — характером поля остаточных напряжений и упрочнением впадин резьбы. Коэффициент неравномерности  $k$  реактивных сил на первом рабочем витке резьбы при растяжении соединения зависит от конструктивных и технологических факторов; определяющими при одинаковом шаге резьбы являются: форма гайки и схема ее опирания (рис. 3.19), число работающих витков  $n$ ; относительная величина шага  $t$  резьбы  $\frac{t}{d}$ , где  $d$ , — наружный диаметр резьбы болта; чистота поверхности резьбы. Большие значения коэффициентов  $k$ , приведенные в табл.3.6, соответствуют резьбам с крупным шагом ( $\frac{t}{d} \approx 0.1 \div 0.2$ ) и высокой чистотой поверхности [53]. Повышение усталостной прочности резьбовой детали достигается увеличением радиуса впадины резьбы  $r$  по отношению к шагу

витка. Это учтено отечественными стандартами и новой системой резьб ИСО; последняя предусматривает  $\varepsilon = 0,16$ , в самолето- и ракетостроении часто применяют  $\varepsilon = 0,232$  [26, 100]. Около половины всех разрушений резьбовых деталей происходит вследствие конструктивных недостатков, 25% по причинам несовершенства изготовления и 25% в результате неправильной эксплуатации машин.

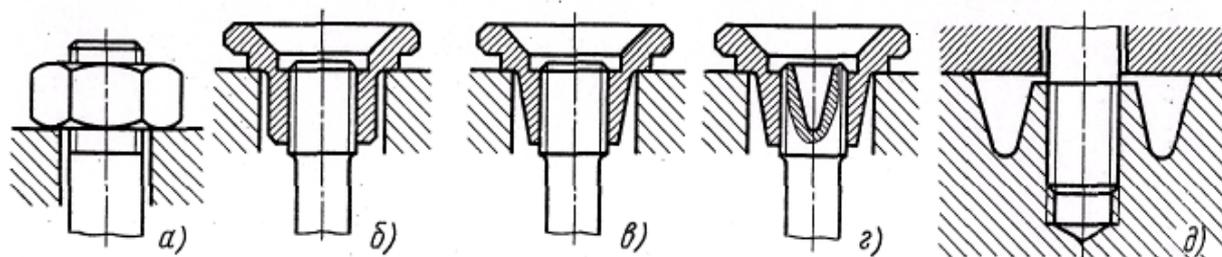
Для обеспечения надежной работы стыков элементов машин резьбовые соединения подвергаются в процессе монтажа предварительной затяжке  $P_3$

**Таблица 3.6.**

*Значения коэффициента  $k$  для резьбовых соединений*

Индекс по рис.3.19	Тип соединения	n	k
а	болт – гайка	6	1,45-1,95
		8	1,85-2,5
б	стяжка	6	1,1-1,25
		8	1,25-1,45
в	»	6	1,0-1,1
		8	1,05-1,15
г	»	6	1,0
		8	1,0

Правильно выбранная величина  $P_3$  повышает работоспособность соединения. Так, при нагрузке болта от 0 до  $4 T$  предварительная затяжка  $0,6 T$  обеспечивает его работу в течение 6 тыс. циклов, последовательное увеличение  $P_3$  до 2,5; 3 и  $4 T$  сопровождается повышением работоспособности болта соответственно до 35 тыс., 215 тыс. и 5 млн. циклов; увеличение затяжки в 6—7 раз позволило повысить число циклов в 1000 раз [60]. Повышенные и заниженные значения  $P_3$  могут вызвать нарушение нормальной работы узла, повышенные износы сопряжений, в некоторых случаях аварии. Затяжка резьбовых соединений в современном машиностроении должна выполняться



*Рис. 3.18. Конструктивные схемы болта, стяжек, гаек и места ввинчивания шпильки с улучшенным распределением нагрузки по виткам резьбы*

с заданным усилием. Для этой цели применяют тарированные ключи с измерителями момента, либо реже приборы, определяющие удлинение затягиваемой резьбовой детали. В обоих случаях затяжка производится с некоторой ошибкой; для тарированных ключей она обуславливается ошибками измерительного прибора и колебаниями величины  $\sigma$  как в резьбе, так и на торце гайки или головки болта. Для измерения удлинения болта требуются чувствительные приборы, доступ к обоим торцам резьбовой детали, их параллельность и плоскостность, либо дополнительные устройства; при измерении резьбовых деталей с длиной более 50 мм этот способ дает небольшую ошибку.

На величину предварительной затяжки резьбового соединения влияют состояние опорных поверхностей собираемых и крепежных деталей, точность резьбы, наличие перекосов, жесткость скрепляемых деталей. Ослаблению затяжки способствуют: пластические деформации деталей соединения; наличие поперечной нагрузки; радиальная деформация гайки под рабочей нагрузкой, возникновение относительных перемещений в контакте резьбы болта и гайки, снижающие самооторможение; шероховатость стыкующихся поверхностей; наличие в сопряжении деталей, изготовленных из материалов с повышенной ползучестью под нагрузкой. Под отказом резьбового соединения понимают разделение деталей или их взаимное движение, при котором нарушается заданная функция сопряжения. В циклически нагруженных соединениях винт (реже гайка) может разрушиться, может произойти самоотвинчивание гайки. Величина и необходимая степень

стабильности  $P_3$  зависит от функции крепления. В соединениях, где болты работают на срез (например, в металлоконструкциях), предварительная затяжка должна вызвать осевые напряжения, способные предотвратить самоотвинчивание. Выше должна быть затяжка во фрикционных соединениях для исключения влияния на резьбовые соединения изгибных обычно знакопеременных напряжений. Предварительная затяжка должна достигать или несколько превышать предел пропорциональности материала крепящей детали, если соединение воспринимает внешнюю осевую силу.

**Погрешности формы деталей крепежа**, перекосы опорных поверхностей головок, эксцентриситеты, поводки при термообработке и в процессе монтажа вызывают в них напряжения изгиба. Такие напряжения снижают жесткость соединения и повышают нагрузку, воспринимаемую крепежом. Так, для болтов с пределом прочности 110 и 150  $\text{кГ/мм}^2$  при перекосе опорной поверхности на  $1^\circ$  число циклов до разрушения уменьшается соответственно на 58 и 79%, а при перекосе на  $30'$  — на 19—48%. Остаточные контактные деформации зависят от чистоты обработки сопрягаемых поверхностей элементов. При нагрузках, нормальных плоскости стыка, эти деформации следует принимать  $2^*$   $\text{мкм}$  для поверхностей с шероховатостью  $\nabla 7$ — $\nabla 9$  и 4  $\text{мкм}$  для шероховатостей  $\nabla 4$ — $\nabla 6$ , а при поперечных нагрузках соответственно 4 и 8  $\text{мкм}$ . На возрастание усталостной прочности с повышением чистоты обработки поверхностей резьбы указывают в своих работах П. А. Павлов и А. У. Бугров. Вместе с тем в болтовых соединениях роторов гидроагрегатов колебание чистоты обработки поверхностей резьбы, торцов гаек и головок болтов в пределах от  $\nabla 3$  до  $\nabla 7$  не оказывает при переменных нагрузках заметного влияния на релаксацию начальных ( $18 \text{ кГ/мм}^2$ ) напряжений, приложенных в процессе монтажа. Величина этих напряжений во всех случаях снижалась на 22—30% и процесс релаксации заканчивался при  $(2 \div 3) \cdot 10^6$  циклах переменных напряжений. Многие крепежные детали энергетического, транспортного и химического оборудования подвержены действию нагрузок и температуры, вызывающих

деформации ползучести, перераспределение нагрузок между витками резьбы и осевые смещения скрепленных деталей.

В неподвижных резьбовых соединениях машин иногда возникают микроперемещения сопряженных элементов. Эти перемещения вызывают пластические деформации в поверхностных слоях контактирующих тел и, как следствие,—трение, схватывание первого рода, абразивный и окислительный процессы.

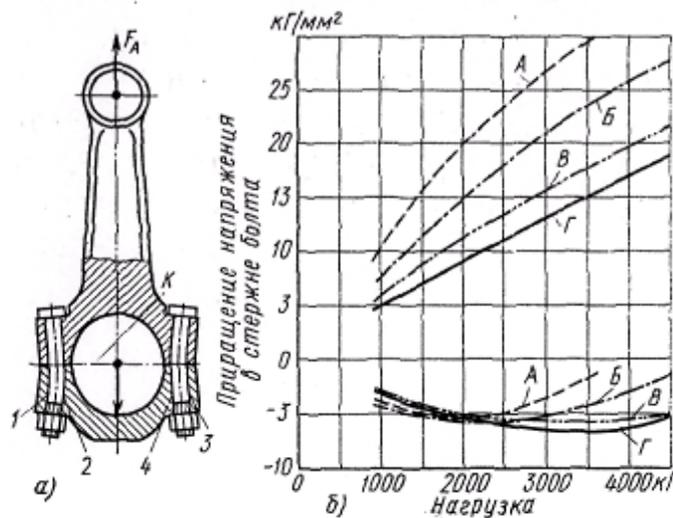


Рис. 3.19. Влияние эксцентричной нагрузки на работу резьбового соединения: а — схема работы болтов нижней головки шатуна: 1 и 3 — места наклейки тензодатчиков на сжатой; 2 и 4 — то же на растянутой стороне болтов; б — зависимость приращения напряжений в стержне болта от нагрузки на крышку шатуна в в. м. т. Верхние кривые построены по показателям датчиков 2 и 4; нижние — по / и в. Усилия затяжки: А — 1360; Б - 2300; В — 3000; Г — 3400 кг. К — участки фреттинг-коррозии

Протекающие процессы известны под названием фреттинг-коррозии. Соотношение и развитие форм этого вида износа зависят от конструкции и условий работы соединения. Наличие пластических деформаций в тонких поверхностных слоях сопряженных деталей подтверждается рентгенографическим анализом, а наличие трения — исследованием продуктов коррозии и изнашивания деталей. Процесс изнашивания деталей неподвижных соединений не поддается непосредственному наблюдению и его результаты обнаруживаются лишь при появлении значительных зазоров,

ударных нагрузок или разрушения конструктивного элемента. В эксцентрично нагруженных соединениях вдвое снижается приращение напряжения  $\Delta\sigma$  (на растянутой стороне) болта с повышением  $P_3$  с 1360 до 3400 кг. Такое значение  $P_3$  почти предельно для резьбы, однако в области плоскости разъема (рис. 3.20) возникало трение стержня болта о шатун, контактная коррозия сопровождалась снижением усталостной прочности и разрушением болта в этом сечении. При пяти последовательно проведенных капитальных ремонтах (после 1400, 3200, 5400, 8000 и 10 900 ч работы машины) Х. Б. Кордонским и Х. Я. Орловым наблюдались 19 однотипных неподвижных соединений, в которых фланцы двух деталей из алюминиевого сплава АК6 стянуты болтами диаметром 14 А<sub>3</sub> из стали 30ХГСА. Болты в соединении работали на растяжение, но при нагружении изгибающими моментами возникали микропрогибы болтов. Эти прогибы в сочетании с микроперемещениями сопровождалась износом сопряженных деталей и овализацией отверстий под болты. Овальзация отверстий исправлялась при каждом ремонте развертыванием, устанавливались болты большего диаметра. Овальзация отверстий под болты составляла к первому ремонту машины от 0,1 до 0,2 мм, а к пятому ремонту сумма этой погрешности колебалась в пределах от 0,25 до 1,15 мм.

Для создания болтом М10 силы затяжки 2,7 Т требуется в среднем приложить на ключе момент 4,5 кгМ, из которого по 1,9 кгМ затрачивается на преодоление трения на торце и в резьбе и лишь 0,7 кгМ на растяжение болта. В зависимости от состояния резьбы численные значения коэффициента трения  $\mu$  колеблются в пределах от 0,1 до 0,4. Для ответственных резьбовых соединений двигателей ГАЗ-53 и ГАЗ-21 (табл. 3.7) определялись [15] значения усилий  $P_3$  и приведенных коэффициентов трения  $\mu$  в резьбе и на торце гайки при четырехкратной затяжке.

Таблица 3.7.

Значения  $\mu$  и  $M$  при креплении некоторых деталей автомобильных двигателей

Параметры	ГАЗ-2 1		ГАЗ-53	
	Головка цилиндров	Крышка коренного подшипника	Головка цилиндров	Крышка коренного подшипника
	M11x1	M14x1,5	M11x1	M12x1,25
Заданная величина момента в кГм:				
$M_{max}$ .....	7,8	13,6	7,8	12,0
$M_{min}$ .....	7,3	12,5	7,3	11,0
$M_0$ в резьбе и по торцу гайки при первой затяжке;				
$M_{0max}$ .....	0,15	0,3	0,22	0,29
$M_{0min}$ .....	0,1	0,15	0,1	0,17
То же при повторных затяжках:				
$M_{0max}$ .....	0,2	0,3	0,22	0,4
$M_{0min}$ .....	0,09	0,14	0,1	0,14
Предельное напряжение при затяжке $\sigma_{zn}$ в кГ/см <sup>2</sup> .....	6600	3850	6550	5000

Было выявлено, что при контроле по крутящему моменту затяжки значения  $\mu_0$  в резьбе и по торцу гайки, а также усилие затяжки изменяются: отношение максимального  $\mu_0$  к минимальному составляло 1,5—2,5. При минимальных значениях  $\mu_0$  напряжения в стержне болта или шпильки достигают при затяжке в ряде случаев опасной величины  $(0,9 \div 1,0)\sigma_m$ , а при максимальных  $\mu_0$  — усилие при затяжке не всегда обеспечивает плотность стыка. Так, при креплении коренного подшипника коэффициент запаса по плотности стыка меньше единицы, что может привести к его раскрытию.

В связи со значительными колебаниями коэффициентов трения в резьбе и по торцу гайки не всегда правильны рекомендации технической литературы по выбору величины затяжки при резьбовых соединениях элементов машин. Верхний предел затяжки  $\sigma_{zn}$  ограничен пределом текучести материала крепежа  $\sigma_{nm}$ , и поэтому обычно назначают  $\sigma_{zn} < (0,5—$

0,8)  $\sigma_{nm}$ . По данным справочной литературы, величину предварительной затяжки резьбового соединения назначают на 20—50% больше минимального ее значения, обеспечивающего неразмыкание стыка, или на 50—80% больше полезной нагрузки. Реализация таких рекомендаций приводит к значительным колебаниям величин остаточной затяжки, которые часто отличаются для аналогичных условий работы в несколько раз.

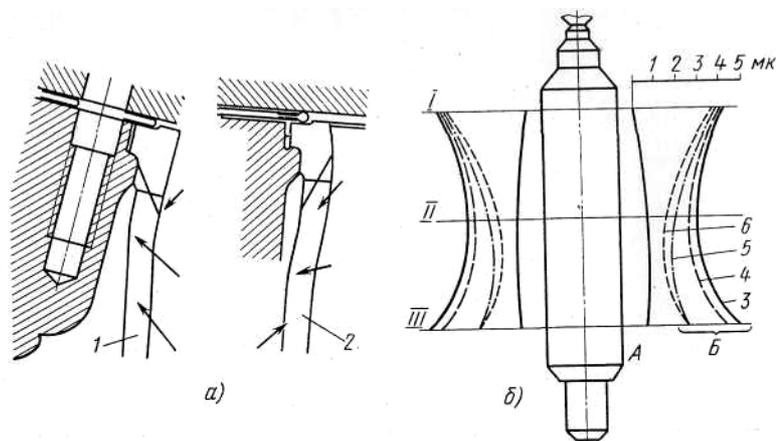
Для повышения точности затяжки резьбы ответственных соединений применяют после механизированных гайковертов дозатяжку ручными динамометрическими ключами. Эта операция производилась и при монтаже головок блоков двигателей ГАЗ-53 и ЗМЗ-21. Установлено, что около 20% гаек (М11Х 1) при дозатяжке незначительно смещаются. Из-за различия значений  $\mu$  для движения и покоя момент трения при сдвигании больше, чем при ее вращении. Поэтому усилие, возникающее в стержне резьбовой детали, не всегда одинаково при одном и том же значении крутящего момента.

Тензометрированием показано, что дозатяжка гаек в групповом резьбовом соединении головок блока приводит к ослаблению ранее затянутых шпилек в среднем на 20—25%, а в отдельных случаях до 40—50%. Применение усовершенствованных гайковертов с предохранительной муфтой позволило снизить неравномерность затяжки групповых резьбовых соединений головки блока (М11 Х 1), крышки шатуна (М10 Х I), коренного подшипника (М14 Х 2), маховика (М11 Х 1) двигателей ГАЗ-53 и ЗМЗ-21 до 0—2,5% вместо 10—40% при пользовании стандартными гайковертами ЭК-5 и ЭК-3.

**Влияние резьбовых соединений на искажение макрогеометрии сопряженных элементов показано в § 11 и 12.**

Рассмотрим еще несколько примеров. В трехпорных валах паровых турбин легко нарушить центровку при затяжке соединительных призонных болтов полумуфт; затяжка болтов должна сопровождаться проверкой биения вала ротора высокого давления валовым индикатором. Нарушение этого правила повлекло за собой аварию двухцилиндровой конденсационной турбины номинальной мощностью 35 тыс. *квт*, 70 *ат*, 485° С. По данным В. З.

Любацкого, последовал излом консольного конца вала, на котором была насажена ведущая цилиндрическая шестерня для привода масляного насоса и регулятора скорости, выплавились задний подшипник низкого давления, передний и задний подшипники генератора, подшипник возбuditеля. Кроме того, были полностью смяты и срезаны гребешки заднего уплотнения цилиндра низкого давления, а чугунная обойма этого уплотнения была раздавлена. Неравномерная затяжка винтов, крепящих подшипниковый щит, расположенный у выходного конца валов ротора электродвигателей металлорежущих станков, приводит, по данным А. Г. Павлова, к нарушению соосности опор, резкому изменению



*Рис. 3.20. Деформация:*

*а — гильз цилиндров двигателя «Континенталь» США; б - сопряжения иглы корпус форсунки при затяжке накидной гайки. 1 - по оси штилек; 2 - в сечении между штильками 3 - в свободном состоянии; 4 - при затяжке с моментом 7 кГм; 4 — 12 кГм; 5—15 кГм/м. А — образующая поверхность иглы; Б - то же корпуса; I, II, III — поясы измерений*

частотного состава спектра, повышению уровня вибрационных возмущений, которые на частоте вращения ротора возрастают в 1,6 раза и более. При отработке конструкции двигателей «Континенталь» (США) было обнаружено, что гильзы деформируются в поперечных и продольных сечениях (рис. 3.42, а, б). Дефект возник вследствие консольного расположения штилек относительно продольных стенок блока, и фирма изменила конструкцию крепления головки. В принципе дефект этот мог быть

устранен постановкой шпилек непосредственно в продольную стенку блока и ее усилением ребрами жесткости. Аналогичные трудности были и у фирмы МАН при выпуске в 1966 г. новой модели двигателя.

При сборке поршней тепловозных дизелей 2Д100 гайки затягивались с  $M = 26 \text{ кГм}$ , последовательность затяжки не соблюдалась. Такой монтаж вызывал трещины в бонках; при ремонте двигателей 60—70% поршней браковалось из-за наличия этих трещин. Затяжка гаек с указанным моментом приводила к деформации поршня, овализации вставки по посадочному пояску до 0,2—0,3 мм, приращению диаметра в плоскости оси поршня до 0,13 мм. Было установлено, что по условиям работы соединения момент затяжки может быть снижен до 8—10 кГм, при этом максимальные напряжения во вставке уменьшаются до  $7 \text{ кГ/мм}^2$  вместо  $16 \text{ кГ/мм}^2$  при  $M = 26 \text{ кГм}$ . Документация была дополнена указанием, что если момент затяжки достигает 10 кГм и отверстие в шпильке не совпадает с пазом гайки, последняя подлежит замене [35].

Усилие затяжки накидной гайки топливной форсунки тракторных дизелей искажает форму корпуса. Б. Н. Файнлейб и Л. С. Логинов показали величину этих искажений в зависимости от перекоса опорного торца гайки по отношению к верхней плоскости корпуса и момента затяжки (рис. 3.42, в). При некотором отклонении сопрягающихся поверхностей корпуса и иглы распылителя подвижность иглы уменьшается, а иногда и полностью утрачивается. Корпус форсунки д. в. с. 2Д100 тепловозов ТЭ-3 также чувствителен к деформациям, которым он подвергается при креплении в адаптере. По данным А. П. Чиркина, неравномерная затяжка шпилек перекашивает корпус, нарушает стыковые соединения, искажает форму деталей, находящихся внутри узла. Напряжения по образующей с левой и правой сторон форсунки (в плоскости, проходящей через отверстия под шпильки) достигают 13—15 кГ/мм<sup>2</sup> и имеют разные знаки. Нарушение нормальной посадки иглы в распылителе и ее прилегания по запорному концу вызывает подтекание топлива.

## Общие выводы и рекомендации

1. Деформация тонкостенных цилиндров, сжатых двумя равными диаметрными силами, приложенными близко к торцу, встречается при закреплении круговых полых цилиндров в двухкулачковых патронах по наружной поверхности в ряде конструкций машин, в частности, при креплении гильзы цилиндров.

2. Уменьшение деформации может быть достигнуто при одновременном закреплении гильзы в двух плоскостях по внутренней и наружной поверхности, а также при ее установке на раздвижные конусы или разжимные оправки.

3. Обработка поверхностей, имеющих волнистость, корсетность, бочкообразность или другие отклонения от правильной геометрической формы, затруднена. Если величина этих макронеровностей больше величины припуска, который может быть удален при суперфинише, то чистота поверхности улучшается лишь на вершинах указанных неровностей, а во впадинах исходная шероховатость останется нетронутой.

4. К о н у с н о с т ь в процессе микродоводки может быть уменьшена перераспределением удельного давления по длине бруска и достигается смещением его относительно оси качания в держателе. Вершину конусности обрабатываемых деталей ориентируют в одну сторону, а центр качания бруска следует смещать в сторону, где необходимо осуществить больший съём металла.

5. Повышенная податливость картера, головки, блока, подшипников, цилиндров под воздействием процессов сборки, тепловых и рабочих нагрузок может вызвать нарушение правильной работы распределительной системы и герметичности клапанов, прогорание прокладок, увеличение прорыва газов в картер, перерасход масла, рост износа деталей поршневой и кривошипно-шатунной групп.

6. На характер и величину деформации цилиндра д. в. с. в процессе монтажа, а в последующей эксплуатации на стуки и задиры цилиндров

существенно влияет операция завинчивания шпилек и болтов в блок, затяжка и порядок затяжки крепящих деталей, а также конструкция и материал прокладки, устанавливаемой между блоком и головкой.

7. Если деформация цилиндров в процессе сборки образуется в результате случайного сочетания размеров сопрягаемых деталей, тогда искажение геометрической формы цилиндров нужно устранять технологическими средствами.

8. На величину предварительной затяжки резьбового соединения влияют состояние опорных поверхностей собираемых и крепежных деталей, точность резьбы, наличие перекосов, жесткость скрепляемых деталей. Ослаблению затяжки способствуют: пластические деформации деталей соединения; наличие поперечной нагрузки; радиальная деформация гайки под рабочей нагрузкой, возникновение относительных перемещений в контакте резьбы болта и гайки, снижающие самоторможение; шероховатость стыкующихся поверхностей; наличие в сопряжении деталей, изготовленных из материалов с повышенной ползучестью под нагрузкой

9. Тензометрирование показало, что до затяжка гаек в групповом резьбовом соединении головок блока приводит к ослаблению ранее затянутых шпилек в среднем на 20—25%, а в отдельных случаях до 40—50%. Применение усовершенствованных гайковертов с предохранительной муфтой позволило снизить неравномерность затяжки групповых резьбовых соединений головки блока, крышки шатуна, коренного подшипника, маховика двигателей ГАЗ до 0—2,5% вместо 10—40% при пользовании стандартными гайковертами.

## ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА.

1. И.А. Каримов «Узбекистон XXI асрга интилмоқда», 1999 г.
2. И.А. Каримов «Ватан озодлиги олий саодат», 1999 г.
3. И.А. Каримов «Узбекистон келажаги буюк давлат» 1992 г.
4. И.А. Каримов «Бунёдкорлик йулидан»
5. Автомобильный двигатель ЗИЛ-130/ под ред.Проф.А.М. Кригери М.: Машиностроение1986г. 264 с.
6. Автомобиль ЗИЛ/ под ред. А.Г. Зарубин М. : Транспорт. 1974366 с.
7. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Гарановский Ю.В. Планирования эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука 1976-286 с.
8. Бартамов Л.В. Справочник конструктора и технолога по технико-экономическим расчетам- М.: Машиностроение 1985 121 с.
9. Бусленко Н.П., Калашников В.В., Коваленко И.Н. Лекции по теории сложных систем.- М.: 1984 Советское радио- 439 с.
- 10.Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1979. 572 с.
- 11.Взоров Б.А., Исаев Е.В. и др. Исследования жесткости корпусных деталей и гильз цилиндров тракторных двигателей. Проблема прочности, 1979г. № 3, с.85-92.
- 12.Взоров Б.А., Исаев Е.В. и др. Исследования динамических деформаций гильз цилиндров. Автомобильная промышленность, 1971г. № 5 с 4-8
- 13.Гурвич И.Б. Исследования путей повышения износостойкости цилиндров, поршней и поршневых колец автомобильных двигателей. В кн : Повышение износостойкости деталей ДВЫ. М.:1972 с.70-77.
- 14.Демьянов А.А., Сарафанов С.К. Пути повышения надежности и долговечности автотракторных двигателей. М.:Воениздат, 1987.152
- 15.Долецкий В.А. и др. Конструкторско-технологические методы обеспечения надежности двигателей. М.:Издательство стандартов, 1973 60 с.

16. Канарчук В.Е. Исследование интенсивности износа гильз цилиндров двигателей ЯМЗ-236. Автомобильная промышленность, 1970, № 4, с 6-7.
17. Капур К., Ламберсон Л. надежность и проектирование системы (пер. англ. Под ред. Проф.И.А.Ушакова, М.: Мир, 1989. 606 с.
18. Лллойд Д., Липов М. Надежность \ Пер. с англ. М.: Советское радио, 1974, 686 с.
19. Масино М.А. Повышение долговечности автомобильных двигателей при ремонте. М.: Транспорт, 1982. 174 с.
20. Методика (основные положения) определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предположений. М. 1977. 54 с.
21. Повышение износостойкости деталей двигателей внутреннего сгорания (сборник статей). М.: Машиностроение. 1982 с.3-5
22. Пономарев В.М. Ресурс гильз цилиндров двигателя ЗИЛ-130. За технический процесс. 1979, № 7 с. 41-42.
23. Проников А.С. Надежность машин . М.Машиностроение, 1978. 592
24. Скалли Дж., Основы учения о коррозии и защите металлов (пер. с англ. Проф. Шрейдра. М.:Мир, 1978 223 с.
25. Тайц Б.А., Коротков В.П. Основы метрологии и точности механизмов и приборов. М. Машгиз, 1987. 400 с.
26. Якушев А.И., Дунинг-Барковский И.В., Чекмарев А.Н. Взаимозаменяемость и качество машин и приборов. М.: Издательство стандартов, 1987. 233 с.
27. Афанасьев А.М. Исследования влияния макроотклонений поверхностей разъемов деталей остава на точность сборки дизелей.
28. Balucini Jan, Stepinski Jon. Wykorzystanie metod oceny Stanu technicznego silnikow przy kwalifikareniy ich do napraray/ « Techn.mot», 1975,25,,№ 11, 18-21/
29. Kolbenschaden “Bd Waxumagchinedinst”, 1976, 12, № 13. 542-543.

30. Lund Bob, New way to solve the mechanic shortage problem. "Motor" (USA), 1976, 145, № 3, 37-39.
31. Pados Janos. A gépjárművek optimális elektartamanak problémái és megatározása /1976, 2, № 3, 179-192.
32. Reconditioning service for all makes of engine/ Truck and Bus Transp." 1976, 40. №9, 38-39/
33. Smiey C. Critical diesel engine overhaul. "Automob. Int.", 1978, 55, №6, 26-29.
34. Smit T. Ann Reliability and Maintainability, 1976, V 01.6. NEW YORK, N.Y. SAE.
35. First flush of success "Garage and Transport", 1980, 26, №11 36.
36. Farkas T. Kozuti jármű motorok elektartama tág tartósága "Yarművek, méző gépek". 1979, 26, № 66 65-68.
37. Liu Qingbin, Song Yonglun, Xu Guan. Zhongguo jixie gongcheng+ China Mech. Eng.
38. Zhand Yishan Kong Xianma Chen Darong. Qinghua daxue xuebao, Ziran Kexue ban+ Sci. and Technol.
39. Measurement of cycle to cycle variations and cycle-to-cycle turbulence in an IC engine using a 3-d particle tracking velocimetry. Choi woong-Chul, Guezennec Yann G JSME Int Y/D/
40. Precision cylindrical face grinding . Shih Albert I. , Lee Men L. Precic. Eng
41. State of the art of multidimensional modeling of engine reacting flows. Gosman A..D. Oil and Gas Sci. and Tech. Revinst. Fr. Petrole
42. Lohr Uilfried: Volkswagen A. G. Stutz Kosole für eine Brehnkraftmaschine
43. Iron Wilfind in new diesel engines ,Metal Bull. Moh
44. Fan Shuncheng , Wand Xiaohui, Zhang Jiahjun. Heba daxue xuebao+ J.Hebe Univ. Technol.
45. BMW fertigt Premium- Motoren mit Linearantrieben prod.

46. Motoren montage fur BMW Werk steyr DHF. Int. Fachzeitschr. Forder, Lager, Transorttechn. And logist.
47. DMW-Rover. 130 FTS- Fahrzeuge fur Motorenmontage bei DMW-Rove, DHF. Int Fachzerlschr/ Forder, Lager, Transorttechn And logist.
48. Безъязычный В.Ф., Непомилуев В.В.  
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ИЗНОСА. [http://tribo/ru/new/annotations\\_06html](http://tribo/ru/new/annotations_06html).
49. Криштал М.М., Чудинов Б.А., Череменикий В.П.  
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПОКРЫТИЙ АЛЮМИНИЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ ТРЕНИЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ.  
[http://tribo/ru/new/annotations\\_06html](http://tribo/ru/new/annotations_06html).
50. Павлихин С.Е., Полуниин В.И., Крючков А.Н.  
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ СТЕРЖНЕЙ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТВЕРДОСТИ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ.  
[http://tribo/ru/new/annotations\\_06html](http://tribo/ru/new/annotations_06html).
51. Вестник ВНИИЖТ: Трибологические свойства чугуна втулок цилиндров тепловозных дизелей с маслoудерживающим рельефом  
<http://www.css-mps.ru/vestnik-vniizht/v2002-3/v2-5...>
52. Реферат: АРХИТЕКТУРА | Шероховатость поверхности и ее изображение на чертежах (WinWord)  
<http://www.studik.ru/002140-8.html>
53. Российская академия наук  
<http://www.ipme.ru/ipme/conf/BULATOV/i1.html>