

## Глава 10 КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ

Коленчатый вал служит для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршней во вращательное и передачи крутящего момента потребителю мощности. Коленчатый вал является одной из наиболее ответственных, напряженных и дорогостоящих деталей. Стоимость вала может достигать 30% стоимости всего дизеля, а масса - до 15% массы дизеля.

Коленчатый вал состоит из кривошипов (колен) 2 (рис. 10.1а), передней шейки 1, шейки 4 отбора мощности и жесткого соединительного фланца 3.

При относительно небольших размерах и массе вал изготавливают цельным (рис. 10.1б). Каждый кривошип состоит из двух рамовых шеек 4, размещенных в рамовых подшипниках 6, двух щек 3 и шатунной (кривошипной) шейки 2, соединенной с нижним концом шатуна 5. На валу размещают шестерню 1 привода вспомогательных механизмов, противовесы 7, шестерню 8 привода распределительного вала, маховики, иногда - демпфер осевых колебаний вала или гаситель крутильных колебаний.

### § 10.1. Условия работы, нагрузки

Коленчатый вал передает крутящий момент потребителю энергии и воспринимает нагрузки, создаваемые силами давления газов и инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Эти силы определяют наличие в валах циклически действующих сжимающих и растягивающих нагрузок и переменных скручивающих и изгибающих моментов. Составляющие силы  $P_{ин}$  (рис. 10.1в), производной от суммы сил давления газов и инерции, тангенциальная  $T$  и радиальная  $Z$  и их реакции на рамовых подшипниках изгибают шатунную шейку (опасное сечение I-I), щеки кривошипа (опасное сечение II-II) и рамовые шейки (опасное сечение III-III).

Одновременно с деформацией возникают соответствующие им напряжения. Крутящий момент, передаваемый от соседних цилиндров  $M_e$ , скручивает левую рамовую и мотылевую шейки рассматриваемого цилиндра. Правая рамовая шейка скручивается суммарным моментом  $M'_e$ , представляющим собой сумму подходящего момента  $M_e$  и момента, создаваемого касательной силой рассматриваемого цилиндра. Из-

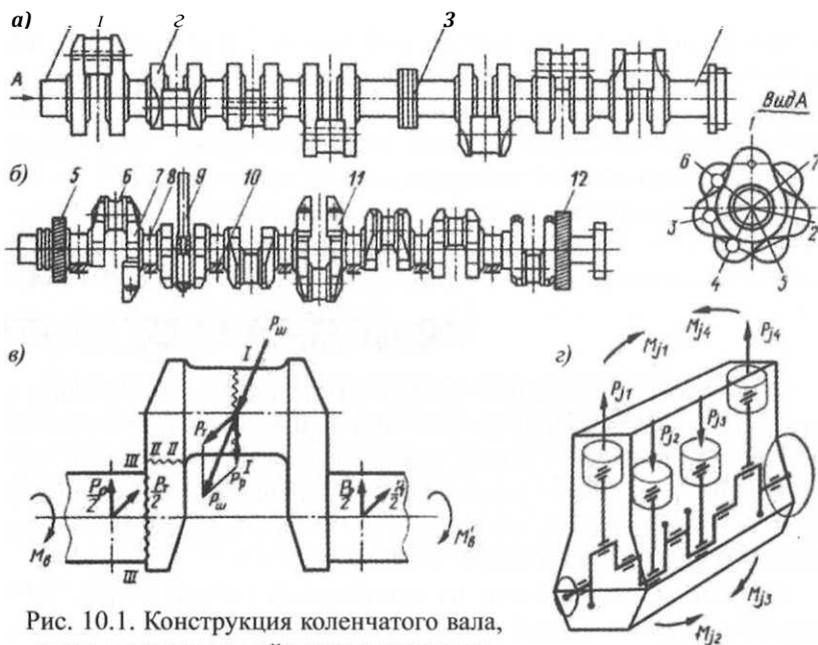


Рис. 10.1. Конструкция коленчатого вала, силы и моменты, действующие на него

гибающие напряжения в валу возникают также при нарушении оси вала вследствие его неправильной укладки на рамовых подшипниках или просадке подшипников при их большом износе. Схематическое изображение возникающих в шейках вала нагрузок от рассматриваемых сил и моментов приведено на рис. 10.2.

Помимо рассмотренных сил на коленчатый вал действуют неуравновешенные силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс и их моменты.

Особое место в нагружении вала и его полках вызывают крутильные и осевые колебания вала, создаваемые переменным крутящим моментом. Наиболее опасную величину напряжения кручения приобретают при резонансе вынужденных и собственных колебаний вала (работа двигателя в зоне критических оборотов). Опасными местами, где чаще всего действуют концентраторы напряжения, являются галтели перехода шеек к щекам (см. рис. 10.3), испытывающие попеременные напряжения сжатия и расширения. Концентраторами напряжений могут быть также глубокие царапины и надрезы на шейках вала, а также дефекты материала, наличие в нем

посторонних включений, нарушения технологииковки и термической обработки.

Учитывая циклический характер всех рассмотренных сил и моментов, поломки вала обычно носят усталостный характер.

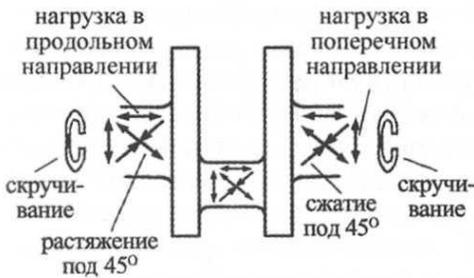


Рис. 10.2. Схемы действия сил в пределах одного колена вала

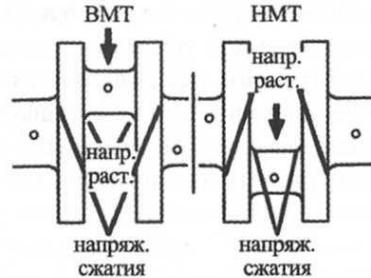


Рис. 10.3. Схема нагружения гаттелей коленчатого вала

## § 10.2. Конструкции

К конструкции коленчатого вала предъявляют следующие основные требования: возможно большая жесткость и прочность при наименьшей массе; высокая износостойкость шеек; динамическая уравновешенность (все массы должны быть расположены так, чтобы не было неуравновешенных пар).

Материал коленчатых валов: углеродистая сталь 35, 40, 45, 50, 35Г, 45Г (для МОД и СОД средней мощности), легированная сталь 40ХН, 40ХНВА и др. (для ВОД и мощных СОД). Легированная сталь не увеличивает жесткости вала, но повышает его усталостную прочность и износостойкость.

Валы дизелей малой и средней мощности иногда изготавливают из высокопрочного модифицированного чугуна со сферическим графитом ВЧ45-5, ВЧ50-2 и др. Преимущества чугунных валов: меньшая стоимость изготовления; возможность использования более рациональ-

ных конструктивных форм (с точки зрения снижения концентрации напряжений); меньшая чувствительность к концентраторам напряжений (рискам, царапинам и т.п.); повышенная износостойкость шеек (за счет наличия в чугунах графита и хорошей смачиваемости шеек маслом). Недостатки чугунных валов: пониженная жесткость и прочность и трудность обнаружения внутренних литейных пороков.

Кривошипы (колена) вала изготавливают цельными (рис. 10.4а),

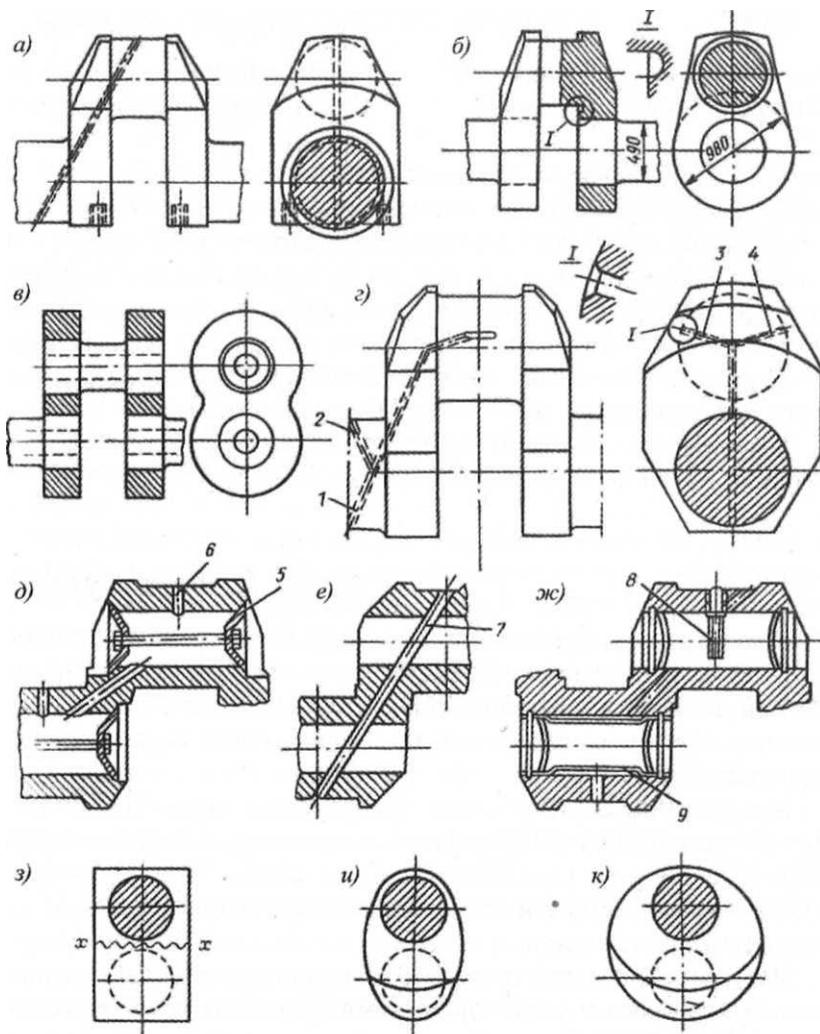


Рис. 10.4. Конструкции кривошипов коленчатого вала

полусоставными (рис. 10.4б) и составными (рис. 10.4е). В полусоставных и составных кривошипах соединение отдельных частей обеспечивается горячей посадкой или холодом (без шпонок или стопоров). Достаточное обжатие достигается натягом 1/800-1/1000 при нагреве до 200-250°C.

Полусоставные и составные кривошипы применяют в МОД, главным образом для валов с большими диаметрами шеек.

Угол заклинки кривошипов и порядок вспышек в цилиндрах выбирают из условий наибольшей равномерности вращающего момента, наиболее полного уравнивания, равномерной нагрузки на рамо-вые подшипники, наименьших дополнительных напряжений от крутильных колебаний.

Для обеспечения равномерного вращения коленчатого вала вспышки в цилиндрах должны происходить через одинаковые углы п.к.в.: для четырехтактных дизелей  $\varphi = 720/i$ , для двухтактных  $\varphi = 360/i$  (где  $i$  - число цилиндров). У ВОД условие наиболее полного уравнивания часто является решающим и угол  $\varphi$  может быть другим. Для равномерного нагружения вала и рамовых подшипников последовательные вспышки не должны происходить в соседних цилиндрах, так как рамовый подшипник между этими цилиндрами будет перегружен.

Рамовые и шатунные шейки обычно имеют одинаковый диаметр; у СОД и ВОД для обеспечения демонтажа шатуна через цилиндр диаметр шатунной шейки иногда уменьшают на 10-15%. Места переходов шеек к щекам для уменьшения концентрации напряжений выполняют плавными с возможно большими радиусами закруглений. Сверления в шейках могут иметь разное назначение: для уменьшения массы вала (сверления в рамовых и шатунных шейках); для уменьшения центробежных сил инерции неуравновешенных вращающихся масс (сверления в шатунных шейках); для подвода смазки к кривошипным подшипникам и контроля качества поковки вала; для искусственного уравнивания без применения противовесов (сверления различного диаметра только в некоторых шатунных шейках). В современных МОД сверления часто не делают, так как они являются концентраторами напряжений и существенно снижают прочность вала.

**Смазка шеек коленчатого вала** - циркуляционная под давлением. Масло обычно подводится по отдельным патрубкам из общей масляной магистрали к рамовым подшипникам, а затем по сверлениям в кривошипах поступает на смазку шатунных шеек. Поступлению масла

к шатунным подшипникам способствует центробежная сила массы масла. Если кривошипы сверлений не имеют, в рамовые подшипники масло подводится по отдельным патрубкам, а в шатунный - от крейцкопфных подшипников по сверлению в шатуне.

У некоторых ВОД вследствие больших центробежных сил нагруженной оказывается вся поверхность рамового подшипника. В этом случае масло подводят не через подшипники, а через торец коленчатого вала.

Для подвода масла от рамового в шатунный подшипник часто используют косое сверление в кривошипе; при этом для непрерывного поступления масла в кривошипный подшипник и далее по сверлению в шатуне в поршневой подшипник в рамовых и кривошипном подшипниках приходится делать нежелательные кольцевые канавки. Для устранения этого в рамовой шейке делают два входных сверления 1 и 2 (рис. 10.4з), а в шатунной шейке - выходные сверления 3 и 4.

При использовании для канализации масла облегчающих осевых сверлений в шейках (такие сверления делают большего диаметра) их торцы уплотняют заглушками 5 (рис. 10.4д). Однако заглушки и большой объем масла в облегчающих сверлениях увеличивают вращающиеся массы, а на заполнение больших объемов требуется время. Для устранения этого недостатка в косых сверлениях кривошипа иногда развальцовывают латунные трубки 7 (рис. 10.4е). Для ускорения подачи масла в пусковой период в ряде случаев в осевых сверлениях рамовых (или рамовых и шатунных) шеек устанавливают вытеснители 9 (рис. 10.4ж). В ВОД в радиальные сверления шатунных шеек часто завальцовывают короткие сепарационные трубки 8 (рис. 10.4ж).

При вращении вала механические примеси центробежной силой отбрасываются к периферии и откладываются на поверхности осевого сверления шейки, а в трубку поступает чистое масло (иногда для этого радиальное сверление в шейке располагают в плоскости, перпендикулярной плоскости колена вала).

Радиальные сверления в шейках стремятся расположить в области минимальных давлений на шейку; в реверсивных дизелях предусматривают обычно два сверления в шатунной шейке.

Щеки кривошипа могут иметь различную конструктивную форму. Прямоугольные щеки (рис. 10.4з) просты в изготовлении; однако нерациональное использование материала (опасным является сечение  $x-x$ , а ширина щеки одинакова по всей длине) увеличивает неуравновешенные вращающиеся массы, центробежные силы которых допол-

нительно нагружают рамовые подшипники. Для устранения этого недостатка и уменьшения общей массы вала углы щек часто срезают (рис. 10.4а, б, г, ж). Овальные щеки (рис. 10.4и) являются наиболее рациональными в отношении прочности, массы и равномерного распределения напряжений, но сложны в изготовлении.

Круглые щеки (рис. 10.4к) менее рациональны в сравнении с овальными, но проще в изготовлении.

Фигурные щеки (рис. 10.4б, в) применяют в полусоставных и составных кривошипах. Их форма обусловлена необходимостью создания «кольца» для надежного обжатия шеек.

Для повышения усталостной прочности коленчатого вала тщательно обрабатывают и полируют напряженные места (особенно галтели и выходы радиальных сверлений в шейках), а галтели сопряжения шеек и щек выполняют с возможно большими радиусами; радиальные сверления в кривошипной шейке располагают не в плоскости кривошипа, а под углом 90 или 270°. Применяют «перекрытие» рамовых и кривошипной шеек, «подвнутрение» галтелей в щеку или в шейку. Осевые сверления в кривошипных шейках растачивают эксцентрично; внутренние полости шеек чугунных валов выполняют бочкообразной формы.

Противовесы на коленчатом валу устанавливают для уравновешивания свободных сил инерции (неуравновешенных путем заклинки кривошипов) и их моментов; разгрузки рамовых подшипников (за счет уравновешивания центробежных сил инерции неуравновешенных вращающихся масс) и уравновешивания внутренних моментов центробежных сил и передающихся через рамовые подшипники на остов дизеля. К щекам кривошипа противовесы чаще всего крепят болтами, для разгрузки которых от срезающей силы применяют, замки различных типов или шпонки (рис. 10.5а, б). Для МОД противовесы часто отковывают или отливают заодно со щеками (рис. 10.5в). Для умень-

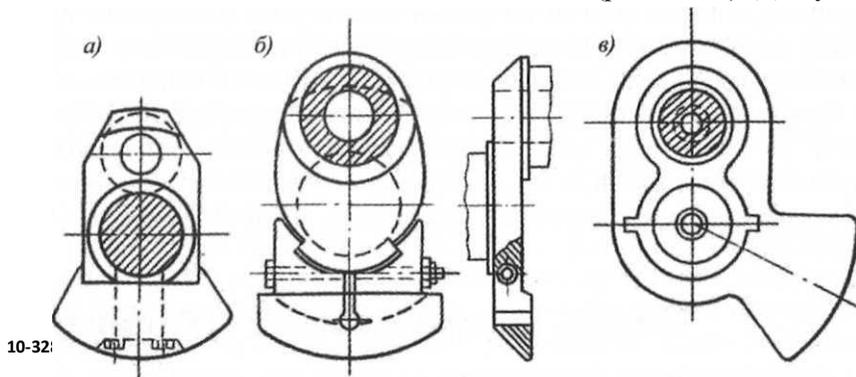


Рис. 10.5. Противовесы коленчатого вала

шения массы противовеса его центр тяжести должен быть расположен возможно дальше от оси вала.

Шейки коленчатого вала при выходе из картера во избежание утечки масла уплотняют специальными маслоотбойными гребнями в комбинации с лабиринтным или сальниковым уплотнением (резинопластик, фетр) или предусматривают маслостгонную резьбу (при малых диаметрах вала у нереверсивных дизелей).

Свободный конец вала обычно используют для монтажа шестерни 1 (см. рис. 10.1б), привода навешенных на дизель насосов (масляного, водяного, топливоподкачивающего) и других вспомогательных механизмов.

При больших размерах коленчатого вала и гребного винта осевые колебания вала могут достигать значительной величины. Для снижения амплитуды осевых колебаний в ряде случаев на свободном конце вала устанавливают демпфер осевых колебаний. Для уменьшения амплитуды крутильных колебаний на свободном конце вала (участке наибольших амплитуд колебаний) в ВОД и СОД иногда устанавливают гасители крутильных колебаний: antivибраторы и демпферы.

Конец вала со стороны отбора мощности обычно имеет фланец для соединения с упорным валом, маховиком или фланцем генератора и шестерню 8 (рис. 10.1б) привода распределительного вала. Привод длинных распределительных валов иногда располагают в средней части коленчатого вала, что уменьшает погрешности распределения от скручивания распределительного вала.

Маховик служит для уменьшения колебаний угловой скорости коленчатого вала и обеспечения равномерного его вращения за счет аккумулялирования и отдачи кинетической энергии массой маховика. В МОД равномерность вращения вала обычно обеспечивается маховыми массами самого дизеля, и установка маховика не требуется. Вместо него устанавливают диск валоповоротного устройства с зубчатым венцом. На ободе диска (или маховика) обычно наносят отметки ВМТ всех цилиндров и риски от нуля до 360°, которые используют при проверке и регулировке фаз газораспределения и топливоподдачи.

### § 10.3. Повреждения и поломки

Происходящие в эксплуатации повреждения валов могут быть приведены к следующим видам:

Виды повреждений
------------------

Разрушение			Износ			
устало- стное	плас- тичное	хрупкое	абразив- ный	адгезив- ный	фреттинг- коррозия	контактн ые нагрузки

### § 10.3.1. Износы

Износам подвержены шейки валов, работающие в подшипниках.

Абразивный износ чаще всего является следствием попадания грязи при небрежно проведенных работах по очистке двигателя после его переборки и ремонта. К другой причине относится попадание в циркулирующее в подшипниках масло твердых частиц кокса и продуктов износа, под воздействием которых на шейках и рабочей поверхности вкладышей подшипников появляются риски, царапины, а иногда и глубокие борозды. В последнем случае поверхности выглядят так, как это происходит при задирах из-за недостатка масла, чрезмерно высоких нагрузок и перегрева. Появление в масле абразивных частиц обуславливается прорывом из цилиндров газов, несущих в себе сажу и отколовшиеся частицы нагара (более мелкие частицы вдавливаются в мягкий поверхностный слой подшипника и благодаря этому не приводят к заметному повреждению шеек). Большая часть механических примесей должна задерживаться в сепараторе и фильтре, но при неудовлетворительной работе сепаратора и фильтра этого не происходит. Следует помнить, что при загрязнении фильтра открывается байпасный клапан и в двигатель поступает нефилтрованное масло, несущее в себе крупные частицы.

Адгезионный износ возникает при недостаточном поступлении масла в подшипники, чаще всего возникающем при загрязнении масляных каналов. Причинами также могут быть падение давления масла и существенное снижение несущей способности масляного клина из-за разжижения масла топливом или образования водомасляной эмульсии, а также увеличение масляного зазора при большом износе или подплавке подшипника.

Отмеченные явления приводят к контактному изнашиванию «металл по металлу», при котором сначала происходит заполировывание поверхностного слоя, сопровождающееся ростом температур в зоне трения, затем размягчение антифрикционных сплавов, их утонение вследствие выдавливания, их оплавление и наволакивание на шейки вала.

Фреттинг-коррозия выражается в выкрашивании частиц металла в зоне контакта под действием усталостных разрушений, вызываемых вибрациями и микроперемещениями контактирующих поверхностей. Одновременно с фреттингом возникает коррозия.

Фреттинг происходит при достаточно малых скоростях скольжения, когда элементы длительное время находятся в контакте, что затрудняет унос продуктов износа из зоны контакта и тем самым способствует абразивному изнашиванию.

### **§ 10.3.2. Усталостные разрушения**

Большинство аварийных повреждений двигателей вызывается потерей прочности деталей или узлов и их поломкой. При этом в ряде случаев видимых причин поломки не обнаруживается, а действовавшие в поврежденной детали напряжения обычно значительно ниже напряжений, при которых в данном металле происходит разрушение или появляется остаточная деформация. В подобных случаях обычно утверждают, что поломка вызвана «усталостью металла». Объясняется это часто бытующим неправильным представлением о природе «усталого металла». Одни полагают, что металл, длительное время находившийся в напряженном состоянии, будто бы изменяет свои свойства. Другие считают, что под действием большого числа переменных нагрузок во всей массе металла он становится слабым и хрупким. Оба представления неверны. Только в результате нахождения металла под нагрузкой свойства его не меняются, сколько бы времени оно ни продолжалось, если нагрузка не превышает предела упругости материала (не вызывает остаточной деформации).

Усталость металла объясняется образованием в наиболее «слабом» месте микроскопической трещины, которая под действием знакопеременной нагрузки растет и достигает видимых простым глазом размеров. В вершине трещины резко повышаются напряжения. Это вызывает ее дальнейшее распространение и прогрессирующий рост напряжений. В конечном итоге, когда напряжения превысят предел прочности металла, деталь быстро разрушается. Появлению усталостной трещины предшествует накопление сдвигов в структуре металла, вызванных действием циклической нагрузки. В дальнейшем развитие и распространение линий сдвига в детали приостанавливаются, за исключением одного наиболее слабого места, где действующие напряжения достигают определенного значения. Здесь линии сдвига непрерывно множатся, растут и, наконец,

сливаются в трещину. Вся энергия внешней силы устремляется в это место, вследствие чего остальная масса металла остается в неизменном состоянии. Чтобы в наиболее слабом месте детали образовалась трещина, действующие в нем напряжения должны достигнуть или превысить предел усталости металла.

Под пределом усталости подразумевается то максимальное напряжение, при котором образец не разрушается под воздействием очень большого числа циклов нагружения (10-20 миллионов).

Следовательно, если напряжения, возникающие в образце металла при циклической нагрузке, не превышают предела усталости, то этот образец может выдержать бесконечно большое число циклов нагружения. Это в полной мере оправдывается для лабораторного образца. В действительности детали машин редко служат в таких идеальных условиях. Обычно в деталях имеются понизители циклической прочности, значительно снижающие их предел усталости. К таким понизителям относятся различные концентраторы напряжения и в первую очередь всевозможные резкие изменения формы. Известно, что в местах перелома поверхности (на дне входящих углов галтелей, по краям отверстий) местные напряжения в несколько раз превышают средние расчетные напряжения. Не менее опасны разного рода случайные повреждения поверхностей детали, возникшие при ее изготовлении или при сборке (риски, царапины, надрезы).

Причинами могут быть также наличие флокенов, неметаллических включений в стали, микротрещины, образовавшиеся при термической обработке, коррозионные повреждения при эксплуатации и т.д.

Поэтому при среднем напряжении, не превышающем предела усталости, в месте расположения понизителя прочности напряжение может оказаться весьма большим и с течением времени под влиянием циклической нагрузки деталь разрушится.

В условиях эксплуатации усталостные поломки деталей двигателей чаще всего происходят при изменении условий работы, когда возникающие дополнительные напряжения в сумме с номинальными превышают предел усталости материала детали. Такими дополнительными напряжениями могут быть напряжения крутильных резонансных колебаний (работа двигателя в зоне критических оборотов), напряжения изгиба коленчатого вала при неравномерном износе или неправильной укладке вала на рамовых подшипниках, деформация корпуса судна и фундаментной рамы, напряжения изгиба в стержне шатуна при заклинивании головного соединения и пр.

Практика показывает, что во всех случаях усталостное разрушение деталей двигателей вызывается действием одного из перечисленных выше факторов. При определении причины поломки большую помощь может оказать изучение структуры поверхности излома, обращая внимание на следующие признаки:

- ▶ характер излома;
- ▶ глубина развития усталостной трещины;
- ▶ степень и характер наклепа поверхности излома;
- ▶ число очагов, в которых началось развитие трещины;
- ▶ характер линии фронта.

Место возникновения усталостной трещины (рис. 10.6) обычно удается определить легко и безошибочно, около него видны расходящиеся в различных направлениях линии.

Для этой стадии усталостного излома (зона 1) характерно наличие волнообразных полос, представляющих собой ряд границ ее последовательного распространения.

Геометрические оси этих полос направлены к месту возникновения трещины. По мере распространения трещины по поперечному сечению ее поверхности становятся все менее и менее гладкими, что является признаком перехода ко второй фазе развития (см. зону 2). В этой стадии поломки наступает момент, когда оставшееся сечение детали не может более противостоять действующим повторяющимся нагрузкам и деталь разрушается. Поверхность разрыва остаточного сечения имеет вид типичной поломки от приложенной нагрузки и в противоположность первой фазе характеризуется признаками хрупкого излома.

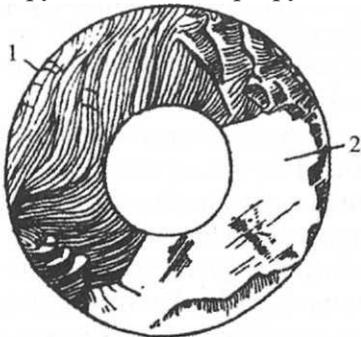


Рис. 10.6. Стадии излома:  
1 – очаги распространения трещины; 2 – хрупкий излом

Скорость развития усталостной трещины определяется величиной действующего в детали напряжения. Чем меньше действующее напряжение, тем дальше будет развиваться усталостная трещина (рис. 10.76) и тем меньшей будет площадь зоны статического напряжения. На поверхности зоны усталостного излома образуется

наклеп.

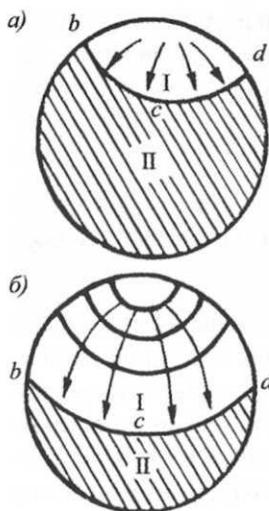


Рис. 10.7.  
Зависимость  
распределения  
зон усталостного  
разрушения:  
а) – высокое номи-  
нальное напряже-  
ние; б) – умеренное  
номинальное напря-  
жение

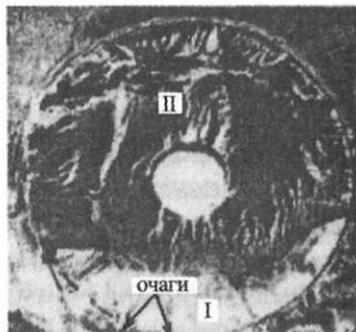


Рис. 10.8. Пример поломки мотылевой  
шейки вала от больших циклических  
изгибных напряжений, очаги зарождения  
трещины лежат на галтели

Если зона I невелика и наклеп отчетливо выражен на границе зон, то это свидетельствует о большой циклической перегрузке. Если же номинальное напряжение невелико, то трещина развивается медленно и максимальный наклеп получается у наружной поверхности, там, где образуются первые очаги усталостной трещины. На рис. 10.7 линии *b-c-d* определяют фронт развития усталостной трещины. Их характер зависит от того, с какой скоростью отдельные участки трещины проникают в глубину сечения. По характеру линии фронта можно определить условия роста трещины; последние зависят от величины номинального напряжения, характера дей-



Рис. 10.9. Усталостное разрушение щеки  
коленчатого вала

ствующих напряжений. Если зона I невелика и наклеп отчетливо выражен на границе зон, то это свидетельствует о большой циклической перегрузке. Если же номинальное напряжение невелико, то трещина развивается медленно и максимальный наклеп получается у наружной поверхности, там, где образуются первые очаги усталостной трещины. На рис. 10.7 линии *b-c-d* определяют фронт развития усталостной трещины. Их характер зависит от того, с какой скоростью отдельные участки трещины проникают в глубину сечения. По характеру линии фронта можно определить условия роста трещины; последние зависят от величины номинального напряжения, характера дей-

ствующих сил и концентрации напряжения в детали. При растяжении -сжатии линия фронта располагается так, как показано на рис. 10.7. При умеренном номинальном напряжении фланги (точки *bud*) продвигаются несколько медленнее центра (точка *c*). В случае изгиба линия фронта приближается к прямой. При симметричном изгибе (вращении) усталостная трещина развивается не только в радиальном направлении, но и по окружности. Поэтому фланговые точки движутся с большой скоростью, и линия фронта может перейти из вогнутой в выпуклую. В некоторых случаях следы линии фронта трудно обнаружить. Это объясняется тем, что трещина продвигалась без остановок и деталь испытывала большую перегрузку.

### § 10.3.3.. Примеры поломок

#### **Поломка щеки коленчатого вала.**

Гладкая поверхность излома (зона усталостного разрушения) располагается вблизи галтели рамовой шейки. Границы последовательного развития трещины переходят к зоне хрупкого излома, оканчивающегося у галтели мотылевой шейки. В этой зоне отмечается наличие перегрева, сопровождаемого цветами побежалости. Перегрев произошел в ходе развития трещины, когда поступление масла к мотылевому подшипнику нарушилось, масляное отверстие попало в зону разрыва, и в нем появился адгезионный износ, сопровождаемый сильным нагревом. Наличие красно-коричневых отложений окислов металла свидетельствует о появлении фреттинг-коррозии вследствие трения контактирующих поверхностей излома в процессе его развития.

Направление границ усталостного разрушения от галтели рамовой шейки к галтели мотылевой шейки свидетельствует о том, что поломка вала произошла под воздействием изгибных нагрузок циклического характера. Предполагать, что возникавшие в валу напряжения были чрезмерно высокими, нет оснований, так как зона усталостного разрушения достаточно большая. Вероятнее всего, причина кроется в дефекте поковки вала. Как видно из фотографии, границы усталостной зоны сходятся в расположенном вверху белом пятне.

На рис. 10.10 это пятно показано в увеличенном виде. Здесь в его центре видно скрытое под галтелью постороннее включение, которое и явилось концентратором напряжений. Излом проходит по щеке. Зона хрупкого разрыва располагается посередине, а по сторонам находятся гладкие поверхности излома. Зубцы обрыва идут из зоны хрупкого

разрыва к поверхности щеки. Это свидетельствует о том, что трещино-образование носит усталостный характер и произошло под действием циклических напряжений изгиба.

Структура излома (рис. 10.11) носит усталостный характер с явно выраженными зонами усталостного и статического разрушения, линии фронта сходятся в углу шпоночной канавки (на фотографии она находится в верхней части вала и почти не видна).



Рис. 10.10.

Очаг трещины  
(в увеличенном  
виде часть  
рис. 10.9)

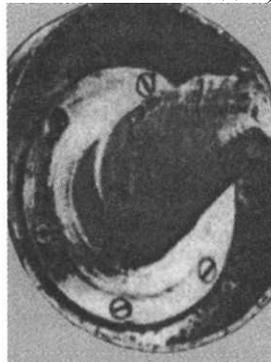


Рис. 10.11.  
Усталостная  
поломка  
гребного вала

Поскольку шпоночная канавка являлась концентратором напряжения, в этом месте и возник очаг усталостного разрушения.

Последующее развитие трещины происходило в плоскости  $45^\circ$ , что является характерным для изломов, возникающих при кручении под действием умеренного номинального напряжения. Подобные поломки происходили на ряде однотипных судов, поэтому было произведено торсиографирование на однотипном судне. Результаты показали наличие зон резонанса крутильных колебаний в диапазоне 340-360 об/мин. Суммарные расчетные напряжения от действия  $M_{вр.ср}$  и дополнительных напряжений от крутильных колебаний были на пределе допустимых. Таким образом, поломка явилась следствием совместного действия концентратора напряжения у шпонки и работы в зоне резонанса.