

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

В.К.Ярошевич
М.А.Белоцерковский
Е.Л.Савич

КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ
АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Минск 2003

УДК 629.113.004.67

ББК 39.35

Я 77

Рецензенты:

чл.-кор. НАН Беларуси, д-р техн. наук, проф. Н.Н.Дорожкин;

канд. техн. наук, проф. М.М.Болбас

Ярошевич В.К.

Я 77 Коленчатые валы автомобильных двигателей / В.К.Ярошевич,
М.А.Белоцерковский, Е.Л.Савич. – Мн.: БНТУ, 2003. – 176 с.

ISBN 985-479-068-1.

В монографии дан анализ конструкций коленчатых валов двигателей современных автомобилей, приводится технология их изготовления, излагаются условия работы валов, их динамическая нагруженность и на этой основе приводятся рекомендации по правилам эксплуатации и ремонта коленчатых валов с целью обеспечения их безотказной и долговечной работы, рассмотрены методы восстановления валов, достигших предельного состояния, и излагаются результаты научных исследований по разработке технологии восстановления коленчатых валов газопламенным напылением проволочных материалов.

Библиогр. 149; рис. 69; табл. 16.

УДК 629.113.004.67

ББК 39.35

ISBN 985-479-068-1

© В.К.Ярошевич, М.А.Белоцерковский,
Е.Л.Савич, 2003

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

- D – диаметр поршня;
 D_I – диаметр образца для триботехнических испытаний;
 $D_{р.вал.}$ – ремонтный размер вала;
 $D_{подш. мин.}$ – минимальный измеренный внутренний диаметр подшипника;
 $D_{п.}$ – диаметр постели;
 $D_{нап.}$ – размер шейки вала после напыления;
 $D_{ном.}$ – номинальный размер шейки вала;
 F_n – площадь днища поршня;
 $F(\bar{L}_i)$ – интегральная функция, представляющая сумму накопленных частот в данном интервале;
 E_c – удельная энергия частиц;
 I_i – интенсивность увеличения зазора в сопряжении;
 J_o – момент инерции движущихся масс, приведенный к коленчатому валу;
 $K_{ши}$ – сила инерции вращающихся масс шатуна;
 $K_{рк}$ – центробежная сила, создаваемая щеками и шатунной шейкой;
 $K_{пр}$ – сила инерции противовеса;
 K_T – реакция коренного подшипника на действие силы T ;
 K_r – сила инерции вращающихся масс;
 H – высота графика;
 L – длина шатуна;
 L_r – ширина графика;
 $L_{ср}$ – среднее значение пробега;
 \bar{L}_i – середина интервала;
 M_T – момент, изгибающий шатунную шейку в плоскости, перпендикулярной к колену;
 $M_{тр}$ – момент трения;
 $M_{щ}$ – изгибающий момент щеки в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа;
 $M_{ки}$ – крутящий момент на коренной шейке;
 M_r – приведенный к валу момент сил действия газов на поршень;
 $M_{дв}$ – момент сил взаимодействия двигателя и трансмиссии;
 $M_{сопр}$ – момент, учитывающий сопротивление нагрузки, сил трения и затраты энергии на привод вспомогательных механизмов;

M_z – изгибающий момент, действующий на шейку в плоскости кривошипа;

$M(L)$ – величина математического ожидания ресурса вала;

N – объем выборки;

N_n – нормальная нагрузка на образец;

P_0 – давление газов под поршнем;

P – суммарная сила, действующая в кривошипном механизме;

P_Γ – нормальная сила действия газов на поршень, определяемая по индикаторной диаграмме в данный момент времени;

P_e – давление газов на поршень, определяемое по индикаторной диаграмме в данный момент времени;

$P_{\Gamma \max}$ – максимальное давление газов на поршень;

P_j – сила инерции поступательно движущихся масс;

$R_{\text{шш}}$ – суммарная сила, действующая на шатунную шейку;

R_K – реакция коренного подшипника на действие силы K ;

S_i – пробег автомобиля;

S_{lim} – ресурс восстановленного коленчатого вала;

S_{max} – максимальный ресурс нового вала;

S_{np} – относительный прогнозируемый ресурс восстановленного вала;

Q_B – расход распыляющего воздуха;

W_z – осевой момент сопротивления сечения вала.;

W_K – полярный момент сопротивления сечения вала;

a – половина длины подшипника коренной шейки;

b – ширина щеки;

b_ϕ – параметр формы кривых;

c – расстояние от оси вала до расчетного сечения;

d – диаметр шеек вала;

d_{min} – минимальный размер шейки вала;

d_{max} – максимальный размер шейки вала;

f – коэффициент трения;

$j_{\text{п}}$ – ускорение поршня;

h_i – величина зазора в сопряжении ;

h_0 – средний зазор в сопряжении ;

h_m – предельно допустимый зазор в шатунных шейках;

k – коэффициент запаса прочности;

l – длина подшипника шатунной шейки;

l_n – дистанция напыления;

m_1 – суммарная масса элементов кривошипно-шатунного механизма, движущихся поступательно;
 $m_{п}$ – масса поршня вместе с кольцами и пальцем;
 m_i – относительная частота (частота);
 m_j – эквивалентная масса поступательно движущихся масс;
 $m_{шк}$ – эквивалентная масса, сосредоточенная на шатунной шейке;
 m_r – эквивалентная масса, приведенная к радиусу кривошипа;
 m_k – приведенная масса всего кривошипа;
 $m_{вр}$ – масса неуравновешенных вращающихся частей;
 $m_{ши}$ – масса шатунной шейки;
 $m_{щ}$ – масса щеки коленвала;
 $m_{ш}$ – масса шатуна;
 n_i – число валов в интервале;
 r – радиус кривошипа;
 ε – угловое ускорение вала;
 φ – угол поворота коленчатого вала;
 ρ – расстояние до центра тяжести щеки;
 Δ_i – коэффициент приращения (вес) отказов в i -м интервале;
 Δ_p – рабочий зазор в подшипнике;
 Δ – предельная абсолютная ошибка;
 δ – максимальный диаметральный износ шейки;
 δ_m – припуск на механическую обработку;
 $\delta_{вкл.}$ – толщина вкладыша;
 $\delta_{ш}$ – минимальный припуск на шлифование;
 δ^f – овальность шейки;
 q_i – число работоспособных валов (приостановленных изделий) в интервале i ;
 ν – число степеней свободы;
 ν_L – коэффициент вариации;
 $\sigma_{сц}$ – прочность сцепления покрытия с основой;
 $[\sigma_{сц}]$ – предельное напряжение для покрытий, нанесенных на шейки коленчатого вала;
 σ_u – наибольшее напряжение в расчетном сечении от изгиба моментом M_z ;
 σ_l – среднее квадратичное отклонение;
 $\sigma_{эkv}$ – эквивалентное напряжение в точке поверхности детали;
 $\sigma_{тр}$ – предел текучести материала при растяжении;

$\sigma_{тсжс}$ – предел текучести материала при сжатии;
 τ_k – наибольшее напряжение в расчетном сечении от кручения моментом $M_{кш}$;

$t_{\frac{\alpha}{2}, \nu}$ – значение критерия распределения Стьюдента;

t_0 – параметр масштаба;

ω – угловая скорость вращения кривошипа;

ГПН – газопламенное напыление;

ЭМ – электродуговая металлизация;

АДМ – активированная электродуговая металлизация;

ЭН – электродуговая наплавка.

Введение

Коленчатый вал – одна из наиболее ответственных, дорогостоящих, а также сложных в ремонте деталей. Отличительными особенностями коленчатых валов современных двигателей являются высокая точность и износостойкость рабочих поверхностей, низкая масса, высокая усталостная прочность и качество поверхностей, сопрягаемых с подшипниками скольжения.

Коленчатые валы двигателей работают в условиях воздействия периодических нагрузок от сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс, вызывающих появление скручивающих и изгибающих напряжений. В результате износа шеек валов при работе двигателей падает давление масла в масляной магистрали и возникают шумы и стуки в подшипниках, которые могут привести к поломке деталей.

Причиной утраты работоспособности кривошипно-шатунной группы чаще всего является увеличение сверх допустимых пределов зазора в соединении шейки коленчатого вала и вкладыша. Из-за переменного характера нагрузок, особенностей работы и условий смазки износ шеек коленчатых валов имеет неравномерный характер. Интенсивность изнашивания во многом зависит от условий и режима эксплуатации. Конструктивные особенности двигателей обуславливают характер износа деталей.

При эксплуатации коленчатых валов неизбежными дефектами являются износ коренных и шатунных шеек, шпоночной канавки, отверстий под болты крепления маховика, посадочных мест рас-

пределительной шестерни, шкива, изгиб и скручивание, овальность и конусность шеек, задиры, риски, засорение масляных каналов, износ или срыв резьбы и некоторые другие дефекты. В настоящей работе обобщены основные сведения по конструкциям коленчатых валов отечественных и зарубежных автомобилей, технологии их изготовления и ремонта в условиях автотранспортных и специализированных ремонтных предприятий, описаны методы диагностирования их технического состояния, а также технология восстановления работоспособности коленчатых валов нанесением покрытий газопламенным напылением проволочных материалов.

1. КОНСТРУКЦИИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Коленчатый вал является одной из ответственных деталей поршневого двигателя внутреннего сгорания. С помощью шатунов он воспринимает силы, действующие на поршень от давления газов в цилиндрах. Развиваемый на коленчатом валу крутящий момент передается механизмам трансмиссии автомобиля.

В процессе работы коленчатый вал нагружается периодическими силами от давления газов и инерции поступательно движущихся масс. Эти силы вызывают знакопеременные крутящие и изгибающие моменты, трение и износ деталей. Неравномерность крутящего момента вызывает крутильные, продольные и поперечные колебания, которые в условиях резонанса могут привести к усталостному разрушению материала и поломке коленчатого вала [1].

Конструкция вала должна обеспечивать необходимые прочность, жесткость и износостойкость при сравнительно небольшой массе, работоспособность в пределах заданного срока службы, достижимую динамическую уравновешенность и отсутствие вибраций, высокие точность изготовления и класс шероховатости поверхностей шатунных и коренных шеек.

Коленчатый вал (рис. 1) состоит из шатунных 2 и коренных шеек 3, щеки 4, соединительного фланца 6, противовесов 5 и хвостовика 1.

Обобщенная классификация коленчатых валов приведена на рис. 2.

Валы в зависимости от конструктивных соотношений и массы изготавливают цельными или составными. Части составного вала соединяют фланцами, откованными заодно с валом или насаженными на вал путем горячей посадки [2].

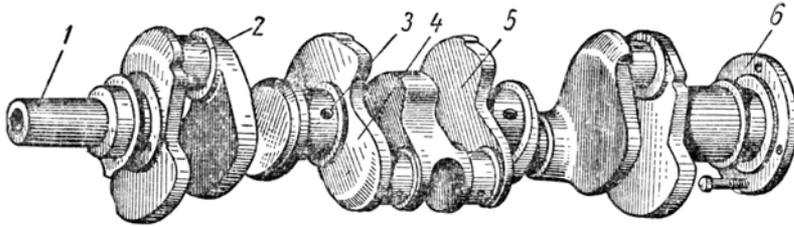


Рис. 1. Коленчатый вал автомобильного двигателя

На выходном конце коленчатого вала со стороны отбора мощности обычно устанавливают маховик. Часто на фланцы отбора мощности и маховик напрессовывают зубчатые венцы, которые являются частью валоповоротного устройства или служат для запуска двигателя при помощи стартера. На другом конце вала устанавливают шестерни привода масляного и водяного насосов, пускового компрессора, шкивы для привода вентилятора, генератора, демпферы крутильных колебаний и др.

Коленья вала (кривошипы) изготовляют цельными, полусоставными или составными.

Валы с полусоставными и составными коленьями характерны для мощных малооборотных судовых дизелей. Валы с полусоставными коленьями получили преимущественное распространение в связи с более простой технологией сборки и меньшими (по сравнению с составными коленьями) толщинами щек и расстоянием между образующими шатунной и коренной шеек, которое для составных коленьев должно быть не менее $0,3d_{ш}$. При меньших значениях переходят на полусоставные коленья, что диктуется соображениями надежности соединения шеек со щекой. Шейки запрессовывают в щеку при относительном натяге $1/900 \dots 1/1000$, обеспечивающем надежность соединения без постановки шпонок и штифтов.

Экономическая эффективность изготовления валов с составными коленьями объясняется тем, что припуски на поковку у цельных валов составляют 120...140% от массы, а у валов с составными коленьями – 20...25%. Кроме того, для цельных валов увеличивается вероятность брака всего изделия из-за неоднородной структуры и внутренних литейных пороков металлоемких слитков.

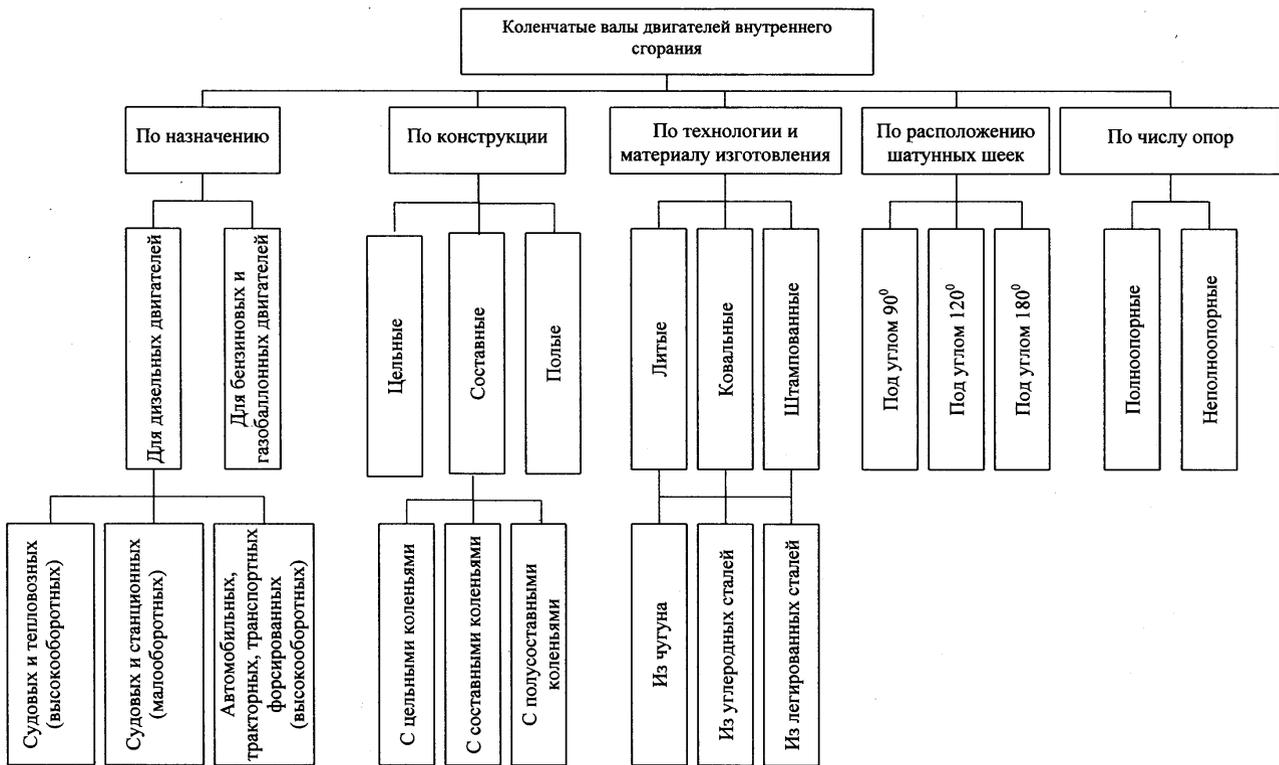


Рис. 2. Классификация коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания

Форма и размеры коленчатого вала зависят от типа двигателя, конструкции блока цилиндров, числа коренных и шатунных шеек, материала, способа изготовления и др. [3-5].

Коленчатый вал состоит из колен, представляющих собой две щеки 1, соединенные шейкой 2 (рис. 3). Поверхности шеек термообрабатываются для повышения их твердости и износостойкости (чугунные закаливаются токами высокой частоты, а стальные азотируются на глубину до 0,5...0,8 мм). Щеки коленчатого вала могут быть как с противовесами, так и без них, причем конструкция вала, количество и расположение шатунных шеек и противовесов определяются конструктивной схемой двигателя. Диаметры шатунных шеек у большинства двигателей легковых автомобилей находятся в пределах 40...55 мм, а коренных – 50...70 мм (табл. 1).

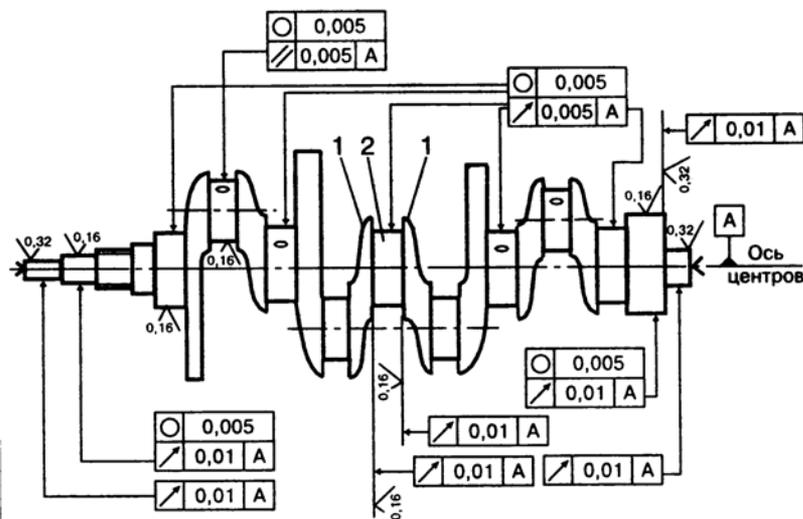


Рис. 3. Схема и основные требования к качеству и расположению поверхностей коленчатого вала: 1 – щека; 2 – шейка

Таблица 1

Размеры коренных и шатунных шеек коленчатых валов
некоторых зарубежных двигателей

Марка (модель) автомобиля	Год выпуска	Модель двигателя	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шатунных шеек, мм
1	2	3	4	5
AUDI				
80, 100	1974-1984	ZB, ZC, YC, YY, XX, YV, WP	53,978 _{-0,02}	45,970 _{-0,02}
80, 100	До 1984	WN, WH	57,978 _{-0,02}	45,970 _{-0,02}
80, 100	С 1983	DD, DS, DZ	53,978 _{-0,02}	47,778 _{-0,02}
80, 100, A4, A6, A8	1990-1991	ABC V6, AAH V6, ABH V8	64,978 _{-0,02}	53,978 _{-0,02}
80, Avant, A6	С 1989	1Y Diesel	53,978 _{-0,02}	47,970 _{-0,02}
100	1979-1990	CN Diesel, 3D Diesel, 1TDiesel	57,978 _{-0,02}	47,970 _{-0,02}
BMW				
316i, 318, 320, 520, 323i, 325i, 525i, 525e, 324D, 524D, 325D, 525DS	1977-1988 1985-1991	M40, M42, M20, M50 M21D Diesel M51D Diesel	59,990 _{-0,02}	44,991 _{-0,02}
315, 316, 318, 518, 320, 520	1965-1987	M10	54,990 _{-0,02}	47,991 _{-0,02}
525, 528, 628, 728, 630, 730, 633, 732, 733, 745, 535, 735	1976-1992	M30	59,990 _{-0,02}	47,991 _{-0,02}
FORD				
Escort	1980-1985	GMA, GPA	58,000 _{-0,01}	43,010 _{-0,02}
Escort, Fiesta, Orion, Sierra	1980-1986	JPA, JPC, FU, F6, LSD	58,000 _{-0,01}	47,910 _{-0,02}
Sierra, Taunus, Escort, Cortina, Transit, Granada, Scorpio	1976-1984	JCC, JCT, LC, LA, L2, Z18, REB	56,990 _{-0,02}	52,000 _{-0,02}
Escort, Fiesta, Orion, Sapphire, Sierra	1984-1991	LTA, LTB Diesel, RTA, RTB, RTC, RFA Diesel	53,990 _{-0,02}	48,990 _{-0,02}

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
Sierra, Scorpio, Transit, Toureo	1978-1986	4AA Diesel	70,000 _{-0,01}	60,000 _{-0,02}
MERCEDES-BENZ				
190, 200, 230, 190D, 200D, 250D, 300D, 260, 300, 320, 600	1980-1992	M102, M103, OM601 Diesel, OM602 Diesel, OM603 Diesel, M104, M120 V12	57,965 _{-0,015}	47,965 _{-0,015}
380, 420, 450, 500, 560	1977-1985	M116 V8, M119 V8, M117 V8	63,965 _{-0,01}	47,965 _{-0,015}
200, 230, 200D, 220D, 240D, 300D	1968-1976	M115, OM615 Diesel, OM616 Diesel, OM617 Diesel	69,965 _{-0,01}	51,965 _{-0,015}
HONDA				
Ballade, Civic, Quintet	1972-1989	EB1, EB2, EB3, EE, EJ, EN, EV, D1	50,000 _{-0,02}	40,000 _{-0,02}
Ballade, Civic, City, Jazz, Con- certo, Accord, Quintet	1979-1988	EV, D1, D12, D13, D14, D15, D16, EY, EF, EP, EK	49,982 _{-0,01}	41,980 _{-0,015}
Concerto, Inte- gra, Quintet, Accord, Prelude	1985-1987	ZC, B18, B20	55,000 _{-0,025}	44,990 _{-0,015}
MAZDA				
323, Familia, Bongo	1977-1989	E1, E3, UC, E5	49,954 _{-0,016}	39,954 _{-0,02}
323, Familia	C 1986	B1, B3, B5	49,960 _{-0,01}	39,960 _{-0,01}
626, Cappella, MX6, 929, B2000, B2200	1982-1987	F6, F8, FE, FE-T, F2-T, F2 12V	59,954 _{-0,02}	50,949 _{-0,02}
626D, E2200	C 1983	RF Diesel, R2 Diesel	59,964 _{-0,02}	50,949 _{-0,02}
VOLKSWAGEN				
Corrado, Golf, Jetta, Passat, Polo	C 1980	GF, FY, FZ, GK, EP, EU, NZ	53,978 _{-0,02}	41,980 _{-0,015}

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
Caddy, Corrado, Golf, Jetta, Santana, Passat, Scirocco, Transporter	C 1982	KP, PG, DS, PL, JN, EX, GU	53,978 _{-0,02}	47,778 _{-0,02}
Caravelle, Golf, Jetta, Passat, Transporter, Venta, Typ 2/68	1983-1990	1X Diesel, DL, DV, DW Diesel	57,978 _{-0,02}	47,778 _{-0,02}
Golf, Passat, Venta, Corrado	C 1991	VR6, AAA	59,980 _{-0,02}	53,978 _{-0,02}
VOLVO				
340, 440, 460, 480	C 1986	B17	54,795 _{-0,01}	48,020 _{-0,02}
240, 242, 244, 245, 360	1972-1974	B19, B20, B21	63,454 _{-0,01}	54,000 _{-0,015}
240, 740, 760, 940	C 1984	B200, B23	55,000 _{-0,015}	49,005 _{-0,02}
850, 960	1990-1091	B5254F, B6304F	65,000 _{-0,02}	53,000 _{-0,016}
RENAULT				
5, 9, 10, 11, 12, 15, 19, 21, Clio, Express, Chamade, Fuego, Trafic	1971-1979	6881E, C1E, 810, 840, C1J, C2J, 847	54,795 _{-0,01}	43,980 _{-0,015}
5, 9, 11, 19, 21, Clio, Chamade, Trafic, 5D, 9D, 11D, 19D, 21D	1983-1988	F1N, F2N, F3N, F7P16V, F8M Diesel, F8Q Diesel	54,795 _{-0,01}	48,020 _{-0,02}
25, 30, Alpina	1976-1989	112, 114, 140, Z7V V6	70,060 _{-0,02}	52,286 _{-0,01}
Safrane	C 1993-	Z7XB V6	70,060 _{-0,02}	59,990 _{-0,02}
OPEL				
Ascona, Astra, Corsa, Kadett, Manta, Vectra	1979-1989	12S, C12, 13N, 13S, 14N, C14, 16S, C16	54,985 _{-0,013}	42,987 _{-0,016}

1	2	3	4	5
Ascona, Kadett, Astra, Frontera, Omega, Vectra, Record	1980-1988	16S, C16, C20, 20N, 18S, C18, 17D Diesel	57,995 _{-0,015}	48,987 _{-0,015}
Ascona, Kadett, Manta, Record, Transporter, Monza, Senator, Omega, Frontera, Commodore	1965-1990	E, N, S, C24NE, C26NE, C30	57,995 _{-0,015}	51,987 _{-0,015}
Ascona, Record, Transporter, Frontera, Omega, Senator	1974-1978	20D Diesel, 21D Diesel, 23D Diesel	57,995 _{-0,015}	53,987 _{-0,015}

Меньшие значения относятся, в основном, к двигателям малого рабочего объема (до 1600 см³) выпуска после 1980...1985 гг., большие – к двигателям большого объема, а также к дизелям и к двигателям прошлых лет выпуска в целом.

Шейки коленчатых валов грузовых автомобилей имеют диаметры от 60 до 100 мм и более (табл. 2).

Коленчатый вал является прецизионной деталью. Диаметры шеек вала и хвостовика обычно выдерживаются с точностью до 0,015 мм. Очень большое значение для нормальной работы коренных подшипников имеет взаимное биение коренных шеек, которое у новых валов не превышает 0,005...0,008 мм. Для работоспособности шатунных подшипников наиболее важным является перекос осей шатунных и коренных шеек, который не должен превышать 0,03...0,05 мм на длине вала. Общие требования ко всем шейкам – овальность и конусность не более 0,005 мм. Для нормальной работы упорного подшипника необходимо обеспечить биение соответствующих торцевых поверхностей коленчатого вала не более 0,01 мм и заданный размер между ними с точностью до 0,015...0,025 мм [6].

Помимо работоспособности подшипников должна быть обеспечена и герметичность сальниковых манжетных уплотнений вала. Это достигается чистотой и точностью выполнения поверхностей под передний и задний сальники (биение не более 0,01 мм относи-

тельно коренных шеек). Если передний сальник работает на поверхности деталей, установленных на хвостовике коленчатого вала (шкив или специальное кольцо), то биение хвостовика также не должно превышать 0,01 мм относительно коренных шеек.

Задний фланец коленчатого вала и центрирующий пояс, используемые для посадки и крепления маховика, также должны иметь допуск на биение относительно коренных шеек не более 0,01 мм. В противном случае маховик будет иметь большой дисбаланс и становится невзаимозаменяемым с коленчатым валом, что является нетехнологичным для ремонта.

Все поверхности скольжения коленчатого вала должны иметь высокую чистоту, достигаемую суперфинишной обработкой (полированием) после шлифования. Это позволяет уменьшить износ подшипников и сальников и ускорить их первоначальную приработку за счет сглаживания микронеровностей на рабочих поверхностях.

Технологической базой, относительно которой ведется обработка и проверка всех поверхностей вала, является ось передней и задней центровых фасок. Поскольку вал в двигателе вращается в коренных подшипниках, то ось между крайними коренными шейками часто используется как измерительная база при проверке вала на призмах для определения его деформации.

При работе двигателя на коленчатый вал действуют силы инерции от поступательно движущихся масс (поршень, поршневой палец и верхняя часть шатуна), центробежные силы от неуравновешенных масс и моменты от этих сил.

Силы и моменты, действующие на вал, через подшипники вала передаются на блок цилиндров и далее через опоры двигателя на кузов автомобиля. При этом двигатель считается уравновешенным, если на его опоры при постоянном режиме работы действуют неизменные силы и моменты.

При производстве двигателя добиваются сведения к минимуму всех сил инерции и моментов от них. Это достигается уравновешиванием двигателя путем балансировки коленчатого вала, маховика, подбором масс шатунов и поршней и т.д. Принципиально может быть полностью уравновешен двигатель любой схемы с любым количеством цилиндров, но это требует применения уравновешивающих механизмов (балансирных валов) и всегда существенно усложняет конструкцию, поэтому такие способы уравновешивания применяются довольно редко.

Размеры шеек коленчатых валов двигателей отечественного производства

Размеры шеек	МЗМА-412			ЗМЗ-24			ВАЗ-2107		
	Уменьшение размера, мм	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шатунных шеек, мм	Уменьшение размера, мм	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шатунных шеек, мм	Уменьшение размера, мм	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шатунных шеек, мм
Номинальный	–	59,960 _{-0,013}	52,012 _{-0,019}	–	64,00 _{-0,013}	58,00 _{-0,013}	–	50,795 _{-0,020}	47,834 _{-0,020}
1-й ремонтный размер	0,254	59,719 _{-0,013}	51,758 _{-0,019}	0,25	63,75 _{-0,013}	57,75 _{-0,013}	0,25	50,545 _{-0,020}	47,584 _{-0,020}
2-й ремонтный размер	0,508	59,465 _{-0,013}	51,404 _{-0,019}	0,50	63,50 _{-0,013}	57,50 _{-0,013}	0,50	50,295 _{-0,020}	47,334 _{-0,020}
3-й ремонтный размер	0,762	59,211 _{-0,013}	51,250 _{-0,019}	0,75	63,25 _{-0,013}	57,25 _{-0,013}	0,75	50,045 _{-0,020}	47,084 _{-0,020}
4-й ремонтный размер	1,016	58,957 _{-0,013}	50,996 _{-0,019}	1,00	63,00 _{-0,013}	57,00 _{-0,013}	1,00	49,795 _{-0,020}	46,834 _{-0,020}
5-й ремонтный размер	–	–	–	1,25	62,75 _{-0,013}	56,75 _{-0,013}	–	–	–
6-й ремонтный размер	–	–	–	1,50	62,50 _{-0,013}	56,60 _{-0,013}	–	–	–

Окончание табл. 2

Размеры шеек	ЗМЗ-53			Д-260.5			ЯМЗ-236		
	Уменьшение размера, мм	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шагунных шеек, мм	Уменьшение размера, мм	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шагунных шеек, мм	Уменьшение размера, мм	Диаметр коренных шеек, мм	Диаметр шагунных шеек, мм
Номинальный	–	70,00 _{-0,013}	60,00 _{-0,013}	–	85,25 ^{-0,085} _{-0,104} 85,0 ^{-0,085} _{-0,104}	73,0 ^{-0,10} _{-0,119} 72,25 ^{-0,10} _{-0,119}	–	105,00 _{-0,015}	85,00 _{-0,015}
1-й ремонт- ный размер	0,25	69,75 _{-0,013}	59,75 _{-0,013}	0,50	84,5 ^{-0,085} _{-0,104}	72,25 ^{-0,10} _{-0,119}	0,25	104,75 _{-0,015}	84,75 _{-0,015}
2-й ремонт- ный размер	0,50	69,50 _{-0,013}	59,50 _{-0,013}	1,00	84,0 ^{-0,085} _{-0,104}	71,75 ^{-0,10} _{-0,119}	0,50	104,50 _{-0,015}	84,50 _{-0,015}
3-й ремонт- ный размер	0,75	69,25 _{-0,013}	59,25 _{-0,013}	1,5	83,5 ^{-0,085} _{-0,104}	71,25 ^{-0,10} _{-0,119}	0,75	104,25 _{-0,015}	84,25 _{-0,015}
4-й ремонт- ный размер	1,00	69,00 _{-0,013}	59,00 _{-0,013}	2,0	83,0 ^{-0,085} _{-0,104}	70,75 ^{-0,10} _{-0,119}	1,00	104,00 _{-0,015}	84,00 _{-0,015}
5-й ремонт- ный размер	1,25	68,75 _{-0,013}	58,75 _{-0,013}	–	–	–	1,25	103,75 _{-0,015}	83,75 _{-0,015}
6-й ремонт- ный размер	1,50	68,50 _{-0,013}	58,50 _{-0,013}	–	–	–	1,50	103,50 _{-0,015}	83,50 _{-0,015}

При выполнении ремонта двигателя следует стремиться сохранить его уравновешенность. Если это не удастся, приходится прибегать к балансировке коленчатого вала и маховика.

Рассмотрим более подробно схемы коленчатых валов двигателей, наиболее распространенных на легковых автомобилях. Двигатели классической схемы (рядные четырехцилиндровые) в подавляющем большинстве имеют пятиопорный коленчатый вал с противовесами (рис. 4). Конструкции с тремя опорами в настоящее время уже практически не встречаются из-за их недостаточной прочности и жесткости при высоких частотах вращения.

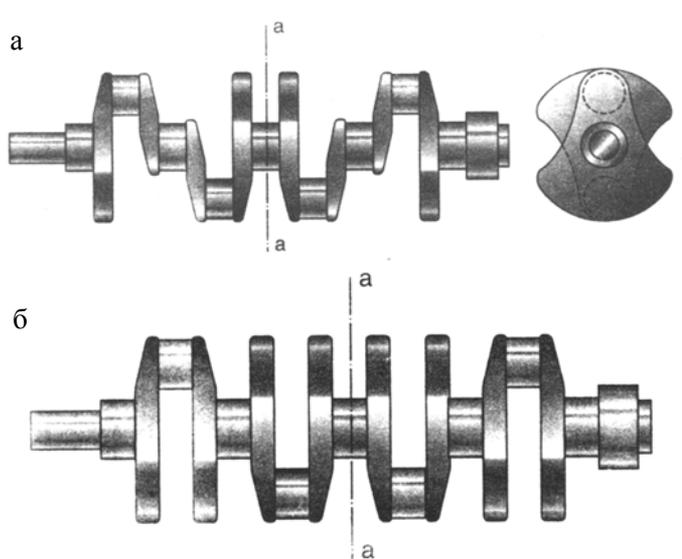


Рис. 4. Коленчатый вал рядного четырехцилиндрового двигателя:
а) с одинарными противовесами; б) с двойными противовесами;
а-а – плоскость симметрии

Вал с одинарными противовесами применяется обычно при небольших диаметрах цилиндра и легких поршнях и шатунах. Тогда уравновешивание массы нижней головки шатуна может быть выполнено одним противовесом, примыкающим к соответствующей шатунной шейке.

Если масса шатуна велика, а также в случае малых габаритов двигателя, при узких шейках малого диаметра и т.д., одного проти-

вовеса может оказаться недостаточно. Недостаточная масса противовесов приводит к изгибу коленчатого вала и увеличению нагрузки на подшипники, хотя действующие здесь неуравновешенные силы и моменты как бы замыкаются внутри двигателя и не вызывают каких-либо вибраций. Тогда для снижения нагрузок на коренные подшипники применяют двойные противовесы (рис. 4,б).

У четырехцилиндрового рядного двигателя угол между парами шатунных шеек равен 180° , поэтому такой вал называется «плоским». У вала рядного шестицилиндрового двигателя пары шатунных шеек развернуты друг относительно друга на 120° . При этом так же, как и для четырехцилиндрового двигателя, коленчатый вал симметричен относительно средней коренной шейки. Такие валы не имеют неуравновешенных моментов. На практике это означает, что даже при отсутствии противовесов такие валы не создают повышенных вибраций. Соответствие масс шатунов и противовесов здесь влияет только на нагрузки на коренные подшипники. Следовательно, «симметричные» валы, в отличие от валов других схем, будут уравновешены и без учета масс шатунов. Другими словами, у рядных четырех- и шестицилиндровых двигателей для уравновешенности достаточно обеспечить одинаковую массу шатунов.

Если рядные четырехцилиндровые двигатели выпускают едва ли не все известные фирмы, то рядные шестицилиндровые двигатели встречаются реже (BMW, MERCEDES-BENZ, TOYOTA, NISSAN, VOLKSWAGEN, VOLVO, OPEL) [7 – 10]. Шестицилиндровые двигатели имеют большую длину, не позволяющую, например, компоновать их в автомобиле поперечно.

Однако в отличие от многих других схем рядный шестицилиндровый двигатель полностью уравновешен, т.е. не имеет каких-либо неуравновешенных сил инерции и моментов от этих сил. Именно это обстоятельство определяет его использование на автомобилях высокого класса.

Рядные «шестерки» в подавляющем большинстве случаев имеют семиопорные коленчатые валы, обеспечивающие жесткость конструкции при высокой частоте вращения (рис. 5). Четырехопорные валы в настоящее время становятся редкостью. Такие валы испытывают обычно большие деформации при работе двигателя. Чтобы их ограничить, приходится увеличивать диаметры шеек и толщину щек, что ведет к возрастанию массы вала и всего двигателя.

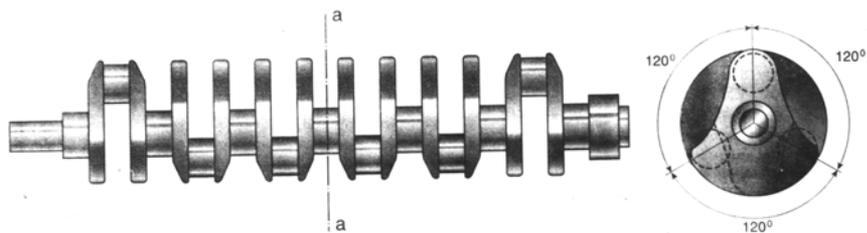


Рис. 5. Семиопорный коленчатый вал рядного шестицилиндрового двигателя:
а-а – плоскость симметрии

Вместо 6-цилиндрового рядного двигателя некоторые фирмы используют 5-цилиндровый (AUDI, HONDA, MERCEDES-BENZ, VOLVO). Такой двигатель занимает промежуточное положение по уравновешенности, габаритам и сложности конструкции между четырех- и шестицилиндровыми двигателями. В то же время коленчатый вал пятицилиндрового рядного двигателя становится достаточно сложным, особенно с точки зрения ремонта (рис. 6).

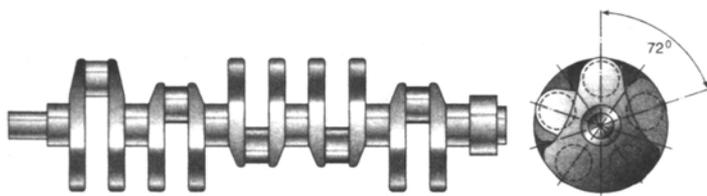


Рис. 6. Схема коленчатого вала рядного 5-цилиндрового двигателя
(плоскость симметрии отсутствует)

У пятицилиндрового двигателя шестиопорный коленчатый вал уже не имеет плоскости симметрии, а все шатунные шейки развернуты друг относительно друга на угол 72° ($1/5$ от 360°). Это затрудняет выверку вала на станке для шлифования шатунных шеек, а также усложняет его балансировку после ремонта.

На современных автомобилях всё более широкое распространение находят V-образные шестицилиндровые двигатели (AUDI, NISSAN, TOYOTA, MAZDA, MITSUBISHI) [11, 12], а некоторые фирмы (FORD, GM, CHRYSLER, VOLVO, RENAULT, FIAT, ALFA ROMEO и т.д.) традиционно в течение многих лет выпускают автомобили с такими двигателями.

Четырехопорный коленчатый вал V-образного двигателя имеет довольно сложную конфигурацию, при которой шатунные шейки смещены друг относительно друга обычно на угол 60° (рис. 7). Отсутствие плоскости симметрии вала у средней коренной шейки обуславливает те же проблемы при ремонте, что и для рядного пятицилиндрового двигателя.

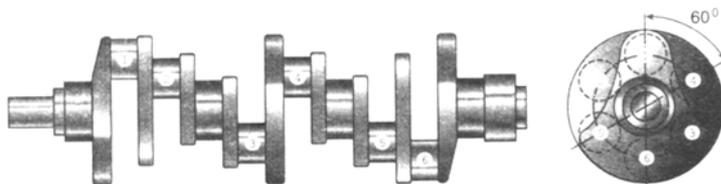


Рис. 7. Коленчатый вал V-образного 6-цилиндрового двигателя

Коленчатый вал V-образного шестицилиндрового двигателя достаточно хорошо балансируется подбором масс шатунов и противовесов. Однако на некоторых двигателях большого рабочего объема (свыше 3,5 л) для уменьшения неуравновешенного момента от сил инерции первого порядка применяют балансирующий вал, вращающийся с частотой коленчатого вала.

Традиционно MERCEDES-BENZ и американские фирмы FORD, GM и CHRYSLER выпускают автомобили высокого класса с V-образными восьмицилиндровыми двигателями. В последние годы двигатели V8 стали появляться и у других фирм (AUDI, BMW, TOYOTA, NISSAN). Отличительной особенностью коленчатого вала такого двигателя является расположение двух шатунов на одной шатунной шейке, в результате чего количество шатунных шеек уменьшается до четырех, развернутых на 90° (рис. 8). Таким образом, коленчатый вал V-образной «восьмерки» в ремонте несколько проще, чем коленчатый вал рядного 5-цилиндрового или V-образного 6-цилиндрового двигателя.

В последние годы на автомобилях высшего класса (MERCEDES-BENZ 600, BMW 750,850, JAGUAR) устанавливают V-образные 12-цилиндровые двигатели. Коленчатый вал в этом случае аналогичен рядному 6-цилиндровому двигателю, однако у V12 на каждой шатунной шейке расположено по 2 шатуна. Двигатель V12 полностью уравновешен при любом угле развала так же, как и рядная

«шестерка», – здесь также не возникает неуравновешенных сил и моментов, однако V12 имеет значительно более равномерный крутящий момент.

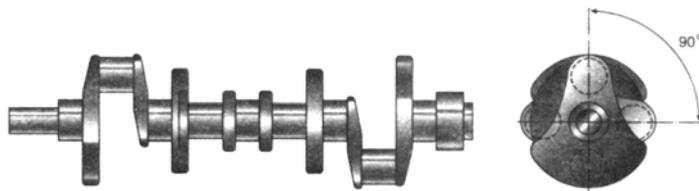


Рис. 8. Схема коленчатого вала V-образного 8-цилиндрового двигателя (ось симметрии отсутствует)

Коленчатый вал автомобильного двигателя работает в условиях циклического знакопеременного нагружения на изгиб и кручение, поэтому очень важное значение имеет его усталостная прочность. Наиболее опасными сечениями, по которым могут развиваться усталостные трещины, являются сечения по краю шатунной шейки, по щеке между шатунной и коренной шейками (рис. 9), а также по отверстию масляного канала на поверхности шатунной шейки.

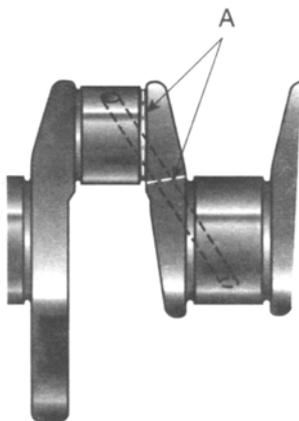


Рис. 9. Опасные сечения вала с точки зрения возникновения усталостных трещин: А – усталостные трещины

Для предотвращения усталостного разрушения коленчатого вала фирмы-изготовители обычно реализуют целый комплекс мер. В первую очередь это специальная форма сопряжения шеек и щек вала, уменьшающая концентрацию напряжений. На практике это выглядит как галтель – радиус перехода на краях шеек (рис. 10). Наиболее распространенный вариант сопряжения – радиусная канавка глубиной 0,2...0,5 мм, однако на высокофорсированных двигателях встречается конструкция и без канавки – с переменным радиусом перехода, увеличивающимся от щеки к шейке (MERCEDES-BENZ, TOYOTA и др.), [10, 13]. На валах многих современных двигателей галтели упрочняются накаткой и полируются.

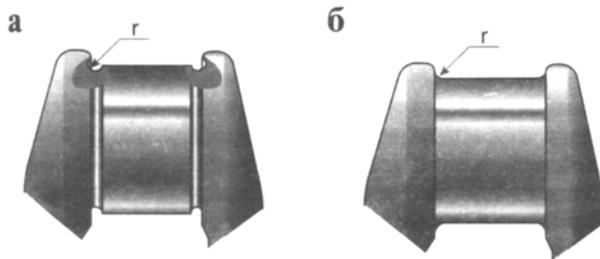


Рис. 10. Формы галтелей шеек коленчатого вала:
 а – традиционные; б – для высокофорсированных двигателей;
 r – радиус закругления

Смазочные отверстия в шатунных шейках стараются не располагать на вершинах шейки (рис. 11), а разворотом масляного канала сдвигают их в сторону.

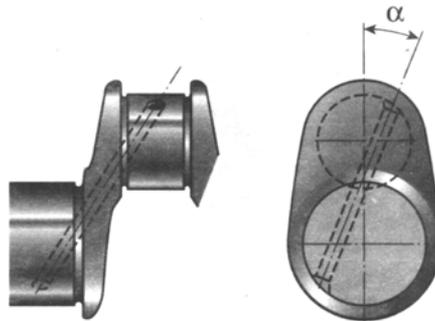


Рис. 11. Сдвиг отверстия от вершины шатунной шейки

Обычно коленчатые валы не имеют внутренних полостей (не считая масляных каналов), но в последние годы появились конструкции полых коленчатых валов. У такого вала шейки не сплошные, а полые, трубчатого сечения. Полости внутри шеек при этом имеют сложную конфигурацию для огибания масляных каналов. Полые коленчатые валы позволяют существенно (на 25...30 %) уменьшить массу коленчатого вала, а значит, снизить нагрузку на подшипники, сэкономить много металла, что особенно важно для массового производства. К недостаткам таких валов следует отнести большие деформации при разрушении шатунных подшипников и необходимость использования более высокопрочных и дорогих материалов.

Рассмотрим теперь некоторые особенности организации смазки коленчатого вала. Наиболее распространенная схема – сквозные отверстия поперек коренных шеек и наклонные от шатунных до попадания в отверстия коренных (рис. 12, а). Данная схема смазки позволяет организовать непрерывный поток масла к шатунным шейкам при использовании нижних (более нагруженных) коренных вкладышей без канавок. На рядных двигателях обычно от одной коренной шейки смазывается одна шатунная. При этом одна коренная шейка остается без отверстий – на ней обычно устанавливаются упорные подшипники (полукольца), а коренные вкладыши здесь могут не иметь канавки [14, 15].

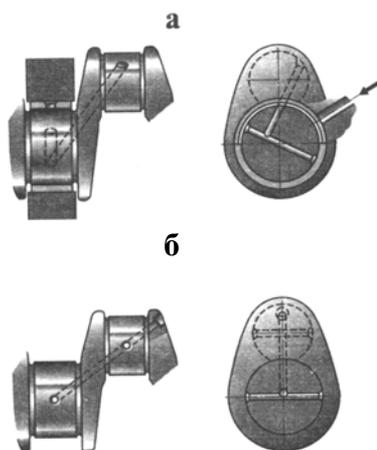


Рис. 12. Схемы смазки шатунных подшипников коленчатого вала: а – отверстие от шатунной шейки до сквозного отверстия в коренной; б – отверстие, соединяющее сквозные отверстия через шатунную и коренную шейки

Менее распространена схема со сквозным отверстием от шатунной к коренной шейке (см. рис. 11). Обычно в этой схеме все коренные вкладыши выполняются с канавками, однако встречаются конструкции с нижними коренными вкладышами без канавок, отличающиеся высокой допустимой нагрузкой на коренные подшипники. В таком случае подача масла к шатунной шейке получается прерывистой. Для работоспособности и большого ресурса шатунных подшипников здесь становится важным расположение отверстий на шейках. Оно определяет момент подачи масла, который должен быть согласован с положением коленчатого вала. Такая схема применяется на новых двигателях. Она встречается нередко и на V-образных двигателях, где от одной коренной шейки смазываются две шатунные.

Значительно реже применяется схема смазки коленчатого вала со сквозными отверстиями в коренных и в шатунных шейках (рис. 12, б). Здесь требуются заглушки с одной или двух сторон отверстия, связывающего коренную и шатунную шейки. При этом рядом с заглушкой образуются глухие непроточные полости, являющиеся идеальными грязесборниками. Раньше считалось, что дополнительная центробежная очистка масла в полостях шатунных шеек идет двигателю на пользу. Но с появлением эффективных полнопоточных фильтров тонкой очистки необходимость в «центрифугировании» отпала. Кроме того, отложения из шеек трудно извлечь и есть опасность, что оторвавшийся сгусток закупорит масляный канал. С течением времени различные твердые частицы, собранные в глухих отверстиях, могут попасть обратно в масляные каналы и повредить шатунные вкладыши и шейки.

Подача масла к коренным опорам обычно осуществляется через отверстия, соединяемые с главным масляным каналом, идущим вдоль оси блока. В отверстиях постели часто выполняются канавки, увеличивающие подачу масла к шатунным шейкам за счет параллельных потоков масла с двух сторон вкладышей. Для высокофорсированных двигателей эта мера может быть не лишней. Если двигатель уже имеет определенный износ, интенсивность его будет замедлена, т.к. повышенные зазоры в шатунных подшипниках не повлияют на давление подачи к ним масла.

Важными элементами коленчатого вала двигателя являются хвостовик и задний фланец. Хвостовик служит для установки шкива

(одного или нескольких для привода вспомогательных агрегатов), демпфера крутильных колебаний, шкива или звездочки привода распределительного механизма, организации уплотнения вала, привода маслососа, вспомогательных, балансирных валов и т.д. (рис. 13).

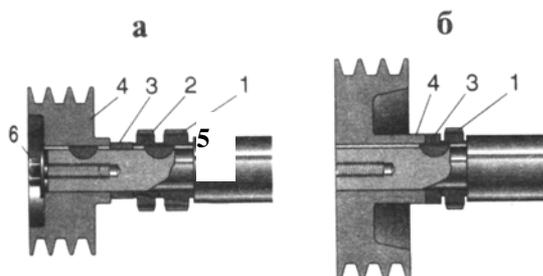


Рис. 13. Типовые конструкции хвостовиков коленчатых валов:
а – установка и фиксация на хвостовике болтом и шпонками; б – фиксация силой трения (посадка с натягом); 1 – звездочка (шкив) привода ГРМ; 2 – звездочка (шлицы) привода маслососа; 3 – втулка или поверхность переднего сальника; 4 – шкив (гаситель колебаний); 5 – болт

На хвостовике может быть установлена одна или несколько сегментных шпонок. Встречаются также призматические шпонки и цилиндрические штифты. Поверхность для сальника коленчатого вала нередко образуется непосредственно на хвостовике, но может быть и в виде специального кольца или поверхности на шкиве. Маслосос может также приводиться цепью со своей звездочкой, расположенной рядом со звездочкой привода распределительного вала.

В подавляющем большинстве валов набор элементов, расположенных на хвостовике, стягивается болтом с моментом затяжки свыше 150...250 Н·м. Большие моменты затяжки имеют болты, стягивающие гасители крутильных колебаний, представляющие собой обычно массивное кольцо, связанное со ступицей устройства с помощью привулканизированного упругого резинового элемента. Гасители колебаний нередко имеют пресовую посадку на хвостовике, причем в некоторых конструкциях (например, на многих двигателях GM) натяг настолько велик, что болт вообще не ставится.

Следует отметить, что вопреки сложившемуся мнению в подавляющем большинстве конструкций шпонки являются установочными элементами, которые позволяют правильно собрать детали. При этом на передачу крутящего момента шпонки не рассчитаны –

это делают натяг посадки детали на валу и сила трения на торце при стягивании болтом. Если болт (гайка) недостаточно затянут, детали быстро повреждаются и проворачиваются друг относительно друга. Иногда вместо шпонки применяют штифт малого диаметра (MERCEDES-BENZ), который обладает свойством срезаться при весьма больших моментах и предохранять от поломок заклинившие детали привода газораспределительного механизма.

Коленчатые валы с длинными хвостовиками в ремонте сложнее. Дело в том, что при разрушении шатунного подшипника перегрев шейки приводит к деформации коленчатого вала. В этом случае иногда требуется специальный дополнительный комплекс работ по восстановлению поверхностей хвостовика, чтобы они после ремонта не имели недопустимых биений относительно коренных шеек. С короткими хвостовиками, как правило, этого не происходит.

Задний фланец коленчатого вала в большинстве двигателей выполняется с поверхностью под задний сальник и центрирующим пояском маховика (рис. 14). В автомобилях с автоматической коробкой передач внутрь заднего фланца входит центрирующий выступ гидромукфы, поэтому никаких подшипников или втулок в торце коленчатого вала не ставится. Коробка передач с ручным переключением обычно требует опоры длинного первичного вала внутри коленчатого. Для этого в торце коленчатого вала устанавливают закрытый шариковый или игольчатый подшипник, который иногда закрывают от пыли специальной защитной шайбой с фетровым или резиновым кольцом. На японских двигателях нередко вместо подшипника ставят бронзовую втулку [13].

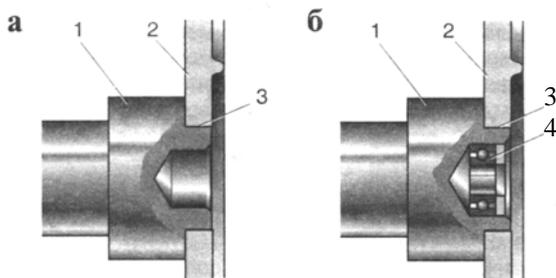


Рис. 14. Конструкции задних фланцев коленчатого вала и способы центрирования маховика:
 а – по центрирующему пояску (для автоматических коробок передач);
 б – то же для механических коробок: 1 – уплотнительный пояс сальника;
 2 – маховик; 3 – центрирующий пояс; 4 – подшипник

В некоторых конструкциях валов отверстия под болты маховика – глухие, однако чаще всего их делают сквозными. Тогда при сборке болты должны заворачиваться после нанесения на них герметизирующего состава или клея, иначе возможна течь масла по резьбе, минуя задний сальник коленчатого вала.

Помимо указанных выше конструкций коленчатые валы двигателей некоторых фирм (например, GM, CHRYSLER) могут содержать и другие элементы. Так, для привода маслососа и балансирных валов, расположенных ниже коленчатого вала, одна из шек может быть выполнена в виде шестерни. Иногда у первой шатунной шейки располагают специальный диск со штифтами или пазами, предназначенный для датчика положения коленчатого вала микропроцессорного зажигания.

Шестерня, расположенная на коленчатом валу, может серьезно затруднить ремонт из-за необходимости обеспечить её соосность с остальными поверхностями вала. Даже при небольших деформациях ремонт вала может оказаться вообще нецелесообразным без очень точной (до 0,01...0,02 мм) правки из-за невозможности получения правильного зацепления шестерен.

2. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

У отечественных автомобилей стальные валы двигателей средних размеров изготавливают свободной ковкой с последующей механической обработкой. Применяют также литые стальные и чугунные валы. Основным материалом являются стали. Для мало- и среднеоборотных двигателей применяют среднеуглеродистые стали 35, 40, 50, 40Г, 45Г, 50Г и др. Валы высокооборотных и среднефорсированных двигателей при диаметре цилиндров менее 200 мм обычно изготавливают штамповкой. Материалом служат легированные стали 40ХН, 35ХМ, 38ХМЮА, 40ХНВА, 25Х2Н4ВА, 38ХНЗВА и др. Применяются также литые коленчатые валы из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом ВЧ 45-5, ВЧ 50-2, ВЧ 60-2 и др. Распределение коленчатых валов по материалам выглядит следующим образом: чугунные – 20 %, стальные – 80 % (среднеуглеродистые стали – 45 %, легированные – 35 %) [16].

Коленчатые валы большинства зарубежных автомобилей – литые из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. На высокофорсированных двигателях применяются кованые валы из высокопрочной легированной стали [5].

Литейный способ производства валов дает возможность получения оптимальных конструктивных форм, способствующих снижению концентрации напряжений и увеличению запасов прочности.

В отличие от стальных кованых или штампованных валов применение чугунных отливок снижает стоимость изготовления и время на механическую обработку изделия, а наличие в чугуне графита способствует повышению износостойкости шеек вала. При прочих равных условиях коленчатые валы из чугуна (по сравнению со стальными) менее чувствительны к концентрации напряжений, имеют меньшие дополнительные напряжения от крутильных колебаний вследствие высокой циклической вязкости. Широкое применение чугунных литых валов ограничивается более низкими механическими свойствами чугуна по сравнению со сталью и большей вероятностью наличия внутренних литейных пороков по сравнению с кованными или штампованными стальными валами.

Широкое применение углеродистых сталей для коленчатых валов объясняется сравнительной дешевизной, простотой термообработки и высокими механическими и пластическими свойствами изделия. Применение легированных сталей связано с повышенными требованиями к прочностным характеристикам материала, коррозионной стойкости и пластичности.

Для получения высоких механических характеристик легирование должно сочетаться с термической обработкой. Там, где требуется высокая жесткость изделия, применять легированные стали нецелесообразно, так как модуль упругости для них является величиной постоянной и мало зависит от термообработки и содержания легирующих элементов.

Коленчатые валы, согласно принятой классификации, относятся ко второму классу – круглым стержням (классификация Ф.С. Демьянюка применительно к машинам среднего размера). Детали этого класса широко применяются в автомобилях. Формы их весьма разнообразны (например, валы гладкие, ступенчатые, пустотелые, кулачковые, валы с фланцами, шестернями, фасонными поверхностями, коленчатые и распределительные валы двигателей, крестовины

карданных валов, тормозные кулаки, поворотные кулаки и др.). Исходя из конструктивного подобия деталей типа круглых стержней, за исключением пустотелых валов, они обрабатываются по общей технологической схеме.

Общая схема построения технологического процесса обработки заготовок деталей типа валов следующая: получение исходной заготовки горячей штамповкой, ковкой или литьем; подрезание торцов и центрование; базирование заготовки по центровым отверстиям или по поверхностям шеек; токарная обработка с поворотом заготовки; предварительное обтачивание или шлифование шеек под люнеты (при обработке длинных валов); обработка фасонных и второстепенных поверхностей; термическая обработка (при необходимости); шлифование после термообработки; балансировка; отделочная (доводочная) обработка; контроль.

Технологический процесс обработки заготовки коленчатого вала более сложен по сравнению с технологическими процессами изготовления других деталей этого класса. Коленчатый вал не обладает достаточной жесткостью, поэтому при обработке сравнительно легко деформируется под воздействием силы резания. Вследствие высоких требований к точности обрабатываемых поверхностей коленчатого вала при разработке технологии его обработки резанием особое внимание уделяется выбору базирования и закрепления вала, последовательности обработки (технологических операций), а также выбору оборудования [17].

Обычно основными базами при обработке служат поверхности коренных (опорных) шеек. На отдельных операциях в качестве баз используют технологические базы – поверхности центровых отверстий. Для придания большей жесткости коленчатому валу при обработке его резанием предусматривают использование дополнительных опор (люнетов). При назначении припусков на обработку вала учитывают характер проводимых операций: черновая и чистовая обработка, отделочная операция. Уменьшение припуска на обработку обуславливает снижение силы резания, а следовательно, по мере приближения при обработке размеров к заданным по чертежу упругие деформации обрабатываемой заготовки коленчатого вала снижаются. Поверхности, регламентированные точными допусками на их изготовление, проходят чистовую и отделочную операции.

Полная автоматизация технологических процессов обработки резанием заготовок коленчатых валов связана с большими трудностями.

В настоящее время обработку резанием этих деталей осуществляют на частично автоматизированных участках с применением на ряде технологических операций высокопроизводительных автоматических и полуавтоматических станков.

Рассмотрим технологию изготовления коленчатого вала на примере легкового автомобиля с малым рабочим объемом двигателя.

Коленчатый вал двигателя легкового автомобиля с малым рабочим объемом двигателя является полноопорным с пятью коренными и четырьмя шатунными шейками (рис. 15). Номинальный диаметр коренных шеек 51 мм, шатунных 48 мм. Щеки коленчатого вала, прилегающие к коренным шейкам *I*, *III* и *V*, имеют развитые противовесы *П₁ – П₄*. Шатунные (кривошипные) шейки расположены под углом 180°. В вале просверлены наклонные отверстия, по которым к шатунным шейкам подводится смазочный материал. Так как вал является полноопорным, обеспечивается нормальная подача масла к шатунным шейкам *VI – IX* от коренных шеек *I – V* и исключаются неблагоприятные условия подачи масла, которые имеют место у неполноопорных валов (рис. 15, а). Технологические выходы каналов заглушены четырьмя запрессованными и раскерненными в трех точках пробками, которые вынимают при ремонте для удаления отложений.

На переднем конце коленчатого вала имеется сегментная шпонка *Ш*, на которую устанавливаются ведущая звездочка цепного привода механизма газораспределения и шкив генератора, затягиваемые храповиком на торце вала. На заднем конце коленчатого вала имеется фланец *Т*, к торцу которого шестью самостопорящимися болтами с общей прокладкой привернут чугунный маховик, фиксируемый по центральному отверстию. В центральном отверстии *О* заднего торца имеется гнездо под шариковый подшипник. Во внутреннее кольцо шарикового подшипника входит конец ведущего вала коробки передач.

Коленчатый вал отливают из специального высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, свойства которого соответствуют свойствам высококремнистых сталей, содержащих свободный шаровидный графит. Чугун с шаровидным графитом жидкотекуч, а температура его заливки ниже, чем стали. Заготовки из этого чугуна

лучше обрабатываются на металлорежущих станках, имеют высокие эксплуатационные качества и более плотную структуру.

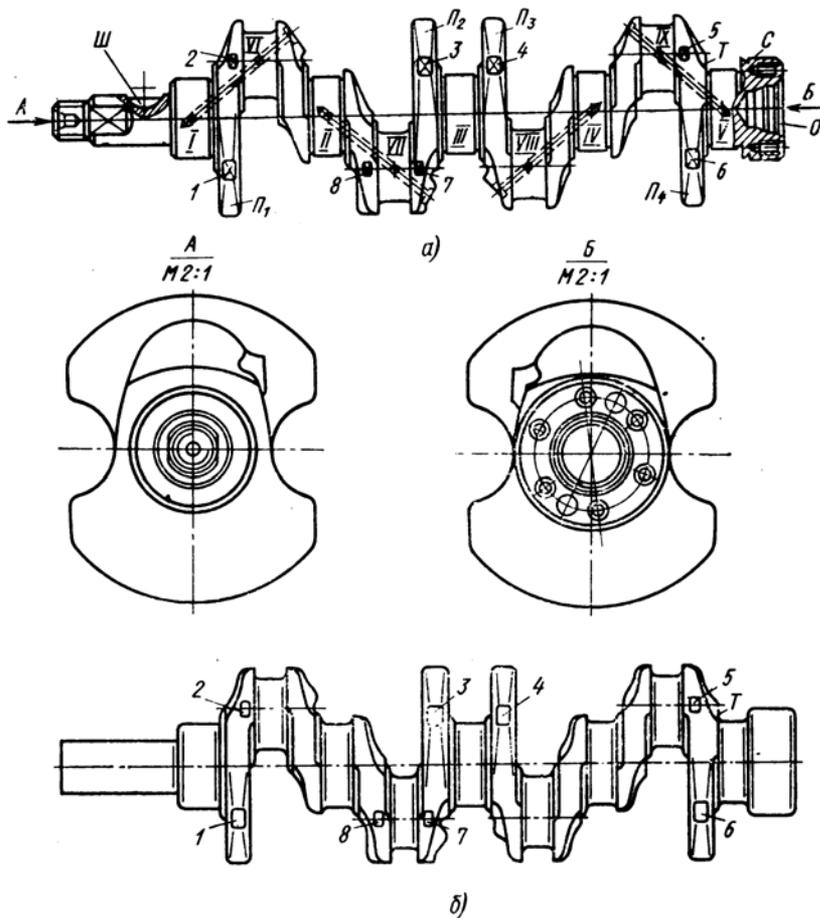


Рис. 15. Коленчатый вал двигателя легкового автомобиля ВАЗ-2101

и его литая заготовка:

1 – 8 – опорные технологические площадки; П₁ – П₄ – противовесы;
I – V – коренные шейки; VI – IX – шатунные шейки

Заготовку коленчатого вала массой 12,8 кг получают литьем в песчаные формы при машинной формовке. Припуски на обработку резанием по средним коренным и шатунным шейкам составляют 2...3 мм, а по остальным шейкам 1,5...2 мм.

Полученные заготовки должны удовлетворять следующим техническим условиям:

- твердость заготовки после нормализации 235...265 НВ;
- смещение по линии разъема не более 0,5 мм;
- заусенец по линии разъема до 1 мм, за исключением зоны противовесов;
- допуски на припуски +1...-0,5 мм;
- точность размеров без допусков +1...-0,5 мм.

Схема технологического маршрута получения заготовки коленчатого вала легкового автомобиля представлена в табл. 3.

Т а б л и ц а 3

Технологический маршрут получения заготовки коленчатого вала

Операция	Оборудование
Формовка стержней	Двухпозиционная стержневая машина
Окончательная обработка стержней	Стол
Визуальный контроль	То же
Формовка, установка стержней в форму и заливка. Выбивка форм	Автоматическая линия
Удаление стержней из отливок	То же
Отрезание литников	Автоматическая линия
Первая очистка	Дробеметная установка
Абразивная обработка мест литников	Обдирочно-шлифовальный станок
Абразивная обработка по линии разъема	То же
Термическая обработка (нормализация)	Печь непрерывного действия
Вторая очистка	Дробеметная установка
Шлифование мест для контроля твердости	Обдирочно-шлифовальный станок
Контроль твердости	Прибор Бринелля
Контроль степени сфероидизации графита	Специальный прибор
Магнитоскопический контроль	Магнитоскоп
Окончательный визуальный контроль	Стол

После окончательного 100 %-ного контроля заготовки коленчатого вала передаются в механический цех.

При обработке коленчатого вала резанием должна быть выдержана высокая точность размеров основных поверхностей, их взаимного расположения и получена низкая шероховатость поверхностей. Технические условия на обработку резанием представлены в табл. 4.

Т а б л и ц а 4

Регламентируемые параметры при обработке резанием

Наименование параметров	Значение
Точность диаметра, квалитет:	
коренных и шатунных шеек	5
шейки под ведущие звездочку и шкив	6
фланца под сальник	6
Овальность и конусность шеек, мм	0,004
Отклонение от параллельности осей шатунных и крайних коренных шеек, мм	0,03
Отклонение от плоскостности торца фланца маховика, мм	0,05
Биение фланца маховика, мм, не более	0,03
Значение дисбаланса коленчатого вала, г · см	12
Параметр шероховатости поверхности Ra, мкм:	
коренных и шатунных шеек	0,32...0,16
шейки под ведущую звездочку и шкив	2,0...1,2

Комплексный технологический процесс обработки резанием заготовок чугунных коленчатых валов выполняется на автоматизированном участке. Обработку заготовок начинают с подготовки технологических баз. Подрезание торцов, центрование с двух сторон и фрезерование восьми технологических бобышек выполняются на тринадцатипозиционной автоматической линии. Линия состоит из трех станков, связанных жесткой транспортной системой. На линии предусмотрен загрузочный склиз на 17 заготовок коленчатых валов и автоматический контроль (три позиции).

Заготовки для обработки подаются с загрузочного склиза, расположенного в начале каждой линии в приспособлении, где устанавли-

ваются в самоцентрирующие призматические губки по поверхности коренной шейки I и поверхности C под сальник (см. рис. 15). Фиксация в осевом направлении осуществляется по торцу T , от которого в чертеже детали заданы размеры до коренных и шатунных шеек.

Операция I. Схема обработки резанием на линии следующая: загрузка; предварительное подрезание торцов; контроль длины; окончательное подрезание торцов, центрование с двух сторон, растачивание выточки; контроль; поворот заготовки с новым базированием. В качестве баз используются центровые отверстия, фиксация заготовки в осевом направлении производится по торцу коренной шейки II ; угловая фиксация происходит по первому противовесу II_1 , а зажим – по шатунной шейке в самоцентрирующих призматических губках; фрезерование технологических бобышек; разгрузка.

В отличие от широко применяемых на автомобильных заводах фрезерно-центровальных станков в данном процессе на первой операции используются торцеподрезные центровальные станки и специальный фрезерный станок с перемещающейся вертикальной головкой. На торцеподрезном центровальном станке применяются специальные комбинированные инструменты, позволяющие подрезать торцы, центровать и растачивать выточку.

Операция II. Обтачивание пяти коренных шеек $I - V$ и поверхности I под самоподвижный сальник с протачиванием маслосгонной канавки 3 и снятием фасок 2 (рис. 16). Операция выполняется на автоматическом участке, включающем специальные токарные многорезцовые автоматы. Автоматы имеют центральный привод и оснащены манипуляторами, автоматизированным управлением, специальным инструментально-наладочным столом и счетчиком деталей. В отличие от обычного двукратного обтачивания коренных шеек применяется однократное, вследствие чего снижаются припуски на обработку резанием и трудоемкость изготовления коленчатого вала.

Заготовка устанавливается в центрах с осевой фиксацией по торцу фланца T (см. рис. 15), а угловая ориентация при этом проводится по фрезерованным площадкам противовесов шатунных шеек 4.

Операция III. Чистовое шлифование одновременно пяти коренных шеек и поверхности под сальник коленчатого вала. Шлифование производится на специальных круглошлифовальных автоматах. Окружная скорость всех шести шлифовальных кругов сохраняется постоянной, независимо от их износа. Правка кругов автоматическая,

осуществляется алмазным роликом по копиру через 15...20 мин. Каждый станок оснащен манипулятором, при помощи которого происходит загрузка на обработку и разгрузка по окончании обработки коленчатого вала. Припуск на обработку составляет 0,5 мм. Точность размера обеспечивается в пределах 20 мкм, точность формы – 10 мкм.

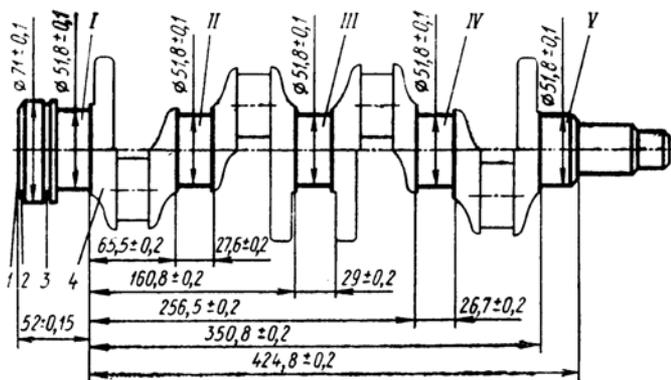


Рис. 16. Операционный эскиз заготовки коленчатого вала при обтачивании пяти коренных шеек на автоматическом участке (операция II)

Цикл работы станка включает ускоренный подвод круга до контакта с обрабатываемой поверхностью заготовки вала, врезание на увеличенной подаче, измерение детали, отвод круга для снятия натяга, подвод круга, шлифование.

Для активного контроля автомат оснащен соответствующим прибором. В момент, когда шлифовальный круг входит в контакт с обрабатываемой поверхностью, подключается измерительная головка, управляемая реле времени. При достижении заданного размера измерительная головка подает сигнал на отвод шлифовального круга, затем отводится вместе с кареткой круга. Прибор активного контроля снабжен двухконтактной рычажной скобой и работает как индуктивный датчик. Если размеры обработанной заготовки выходят за установленные пределы, ток индуктивности изменяется и реле срабатывает, подавая сигнал на останов автомата.

Измерительная головка, укрепленная на каретке шлифовального круга, перемещается вместе с ним в рабочее положение и отводится в исходное положение в конце рабочего цикла, когда следующая заготовка устанавливается на шлифование. Этими движениями уп-

равляет специальный механизм, присоединенный к гидравлической головке, обеспечивающей необходимые перемещения каретки шлифовального круга.

В практике автомобилестроения иногда производится двукратное обтачивание, трехкратное шлифование, суперфинишная обработка и полирование коренных шеек, вследствие чего назначаются повышенные припуски на обработку резанием. Трудоемкость изготовления коленчатого вала при этом повышается. Применяется также однократная токарная обработка, двукратное шлифование и полирование коренных шеек.

Операция IV. Обтачивание четырех шатунных шеек. Операция выполняется на специальном двухпозиционном токарном автомате. Базирование заготовки вала производится по поверхности коренных шеек *I* и *V*, фиксация в осевом направлении – по торцу *T*, а угловая фиксация по фрезерованным технологическим площадкам противовесов *П₁* и *П₄* (см. рис. 15). Для повышения жесткости заготовки используется люнет; он устанавливается по поверхности коренной шейки *III*. Станок оснащен манипулятором.

Операция V. Сверление всех каналов для смазывания, сверление и нарезание резьбы в отверстиях на торце фланца для крепления маховика, растачивание гнезда под подшипник, обновление центровых отверстий, фрезерование лысок на хвостовике и шпоночного паза. Обработка производится на 52-позиционной автоматической линии. Линия состоит из двух участков с шестью станками в каждом. Перед первым участком расположен склиз-накопитель на 26 заготовок коленчатых валов, а между участками – накопитель на 48 заготовок. Заготовка вала устанавливается по поверхностям *I* и *V* коренных шеек; угловая фиксация происходит по фрезерованным площадкам 2, 5, 7 и 8 у шатунных шеек, осевое ориентирование по торцу *T*.

Операционный эскиз заготовки коленчатого вала, обрабатываемого на автоматической линии, показан на рис. 17. Порядок проведения операции следующий: загрузка; сверление наклонного канала для смазывания в шатунной шейке *I* на 0,5 заданной глубины; сверление наклонного канала в шейке *I* на полную глубину; цекование наклонного канала в шатунной шейке *I* под заглушку; развертывание канала в шейке *I* под заглушку; слева – сверление канала во фланце 2 под подшипник, справа – сверление наклонного канала в шатунной шейке 3 на 0,5 заданной глубины; слева – зенкерование

отверстия во фланце 2 под подшипник, справа – сверление наклонного канала в шатунной шейке 3 на полную глубину; справа – цекование наклонного канала в шатунной шейке 3 под заглушку, слева – развертывание отверстия во фланце 2 под подшипник, справа – развертывание наклонного канала в шатунной шейке 3 под заглушку; поворот заготовки на 180°; слева – сверление наклонного канала в шатунной шейке 4 на 0,5 заданной глубины, справа – фрезерование лысок 5 на хвостовике заготовки вала, слева – сверление наклонного канала в шатунной шейке 4 на полную глубину; цекование наклонного канала в шатунной шейке 4 под заглушку; развертывание наклонного канала в шатунной шейке 4 под заглушку; слева – сверление четырех из восьми отверстий 6 во фланце, справа – сверление наклонного канала в шатунной шейке 7 на 0,5 заданной глубины; слева – сверление четырех отверстий во фланце, справа – сверление наклонного канала в шатунной шейке 7 на полную глубину отверстия; слева – снятие фасок в четырех из восьми отверстий 6 во фланце, справа – цекование наклонного канала в шатунной шейке 7 под заглушку; слева – снятие фасок в оставшихся четырех отверстиях 6 во фланце; справа – развертывание наклонного канала в шатунной шейке 7 под заглушку; растачивание во фланце 2 отверстия под подшипник; контроль; слева – зенкерование четырех из восьми отверстий 6 во фланце; справа – фрезерование шпоночного паза 8 и обновление центра на хвостовике заготовки вала; зенкерование оставшихся четырех отверстий во фланце; поворот заготовки на 90°; слева – нарезание резьбы в трех отверстиях 6 во фланце, справа – засверливание отверстий 9 в шатунных и коренных шейках; справа – нарезание резьбы еще в трех отверстиях 6 во фланце; слева – сверление отверстий в шатунных и коренных шейках с оставлением фасок; поворот заготовки на 180°; снятие фасок в отверстиях 9 в шатунных и коренных шейках; разгрузка.

Операция VI. С операции V заготовки коленчатого вала транспортируются в автоматический моечный агрегат, в котором особенно тщательно промываются наклонные каналы для смазывания.

Операция VII. После мойки и обдувки заготовки при помощи подвешенного конвейера подаются на специальную установку для закалки и отпуска ТВЧ пяти коренных и четырех шатунных шеек. Характерно, что установка ТВЧ встроена в начале автоматического потока чистовых и отделочных операций обработки резанием заго-

товок коленчатых валов. Твердость поверхностей коренных и шатунных шеек после закалки и отпуска 50 HRC_э, глубина закаленного слоя 2...2,3 мм.

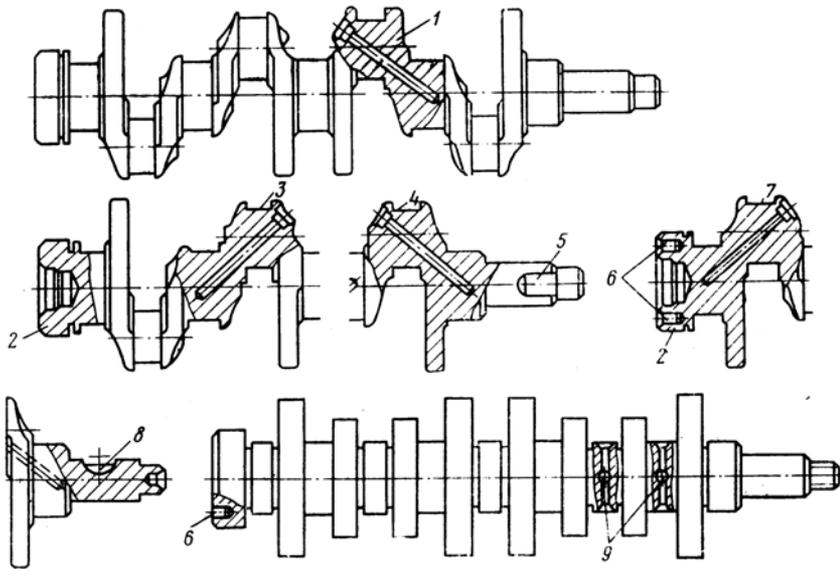


Рис. 17. Операционный эскиз заготовки коленчатого вала, обрабатываемого на автоматической линии

Операция VIII. Чистовое шлифование пяти коренных шеек и поверхности под сальник. Операция выполняется на станках такой же модели, как и предварительное шлифование. Заготовка вала устанавливается по центровым отверстиям; фиксация в осевом направлении производится по предварительно шлифованному торцу T (см. рис. 15); вращение заготовки вала передается поводком через отверстие во фланце.

Техническими условиями на обработку резанием коленчатого вала предусматривается допуск на диаметр коренной шейки 20 мкм; на овальность и конусность 4 мкм. Станок обеспечивает точность формы (овальность и конусность) в пределах 2 мкм.

Операция IX. Чистовое шлифование опорного торца фланца под маховик. Обработка производится на угловом круглошлифовальном автомате с манипулятором. Заготовка вала устанавливается по центровым отверстиям с фиксацией в осевом направлении по торцу T ;

вращение передается через шейку *I* вала. Параметр шероховатости обработанного торца фланца $Ra = 1,6$ мкм.

Операция X. Шлифование цилиндрической поверхности переднего конца вала под ведущую звездочку и шкив до размера по чертежу. Операция выполняется на угловом круглошлифовальном станке, оснащенный манипулятором той же модели, что и на предшествующей операции.

Операция XI. Чистовое шлифование цилиндрической поверхности, торцов и галтелей четырех шатунных шеек осуществляется на автоматической линии, состоящей из одношпиндельных шлифовальных автоматов. Характерной особенностью этой операции является последовательное шлифование четырех шатунных шеек коленчатого вала. Манипулятор осуществляет загрузку на обработку и выгрузку после обработки заготовок коленчатых валов. На автомате обеспечивается активный контроль при помощи специального прибора, точная осевая установка заготовки на обработку относительно шлифовального круга и тонкая очистка и охлаждение смазочно-охлаждающей жидкостью (СОЖ). Предусмотрено также сохранение постоянства окружной скорости шлифовального круга независимо от величины его износа (бесступенчатое регулирование частоты вращения). Правка круга производится автоматически алмазным роликом по копиру.

Установка заготовки вала на шлифование производится по коренным шейкам *I* и *V* (см. рис. 15), а осевая фиксация – по каждой шлифуемой шейке. Припуск на шлифование шейки равен 0,5 мм на диаметр, основное (технологическое) время обработки шейки 48 с. Автомат обеспечивает точность размера 10 мкм, формы – 2 мкм. Параметр шероховатости обработанной поверхности $Ra = 0,63 \dots 0,5$ мкм.

Следует отметить, что шлифование шатунных шеек, расположенных только в одной плоскости, менее производительно, чем последовательное шлифование шеек.

После выполнения шлифовальных операций валы подвергаются дефектоскопическому контролю (100 %) и размагничиванию, а затем динамически балансируются на автоматической линии.

Операция XII. Неуравновешенность валов устраняется путем высверливания металла в противовесах. Если после балансировки при контроле окажется, что значение дисбаланса превышает 12 г·см, то вал повторно балансируют вне автоматической линии, а неуравно-

вешенность устраняют зачисткой противовесов абразивным кругом. Автоматическая линия для балансировки коленчатых валов состоит из устройств для предварительной и окончательной балансировки, контрольного устройства, механизма сортировки уравновешенных коленчатых валов, двух транспортных устройств для подачи на балансировку и разгрузки валов с автоматической линии.

Загрузка коленчатых валов на линию для балансировки, контроль начального значения дисбаланса и его устранение сверлением в двух плоскостях, контроль значения остаточного дисбаланса, а также выгрузка коленчатых валов с линии производятся автоматически.

Операция XIII. После балансировки валы транспортируются на специальный токарный многорезцовый станок, на котором осуществляется доводка торцов и образуются галтели на коренных шейках I–V. Затем на таком же станке окончательно подрезаются торцы на коренной шейке V и опорный торец I ведущей звездочки цепного привода механизма газораспределения. На отдельном столе зачищаются заусенцы каналов, места под пробку, заплечики шатунных шеек, отверстия после балансировки и др.

После общей обдувки на автоматическом ленточно-полировальном станке полируются поверхности пяти коренных и четырех шатунных шеек и поверхность под сальник С. Деталь базируется по центровым отверстиям. После этой операции валы поступают в мочный агрегат конвейерного типа. На отдельном стенде запрессовываются заглушки с последующим их раскерниванием, шпонки и подшипник, устанавливается ведущая звездочка привода распределительного вала.

При обработке заготовки стального коленчатого вала, в отличие от чугунного, производится упрочняющее обкатывание галтелей.

3. ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

3.1. Силы, действующие на функциональные поверхности коленчатого вала

Силы и моменты, действующие в автомобильных двигателях, определяются давлением газов в цилиндрах, силами инерции поступательно и вращательно движущихся масс деталей, силами тре-

ния, силами полезного сопротивления на коленчатом валу и массой самого двигателя.

Общая схема суммарных сил и моментов, действующих в кривошипном механизме двигателя внутреннего сгорания, представлена на рис. 18.

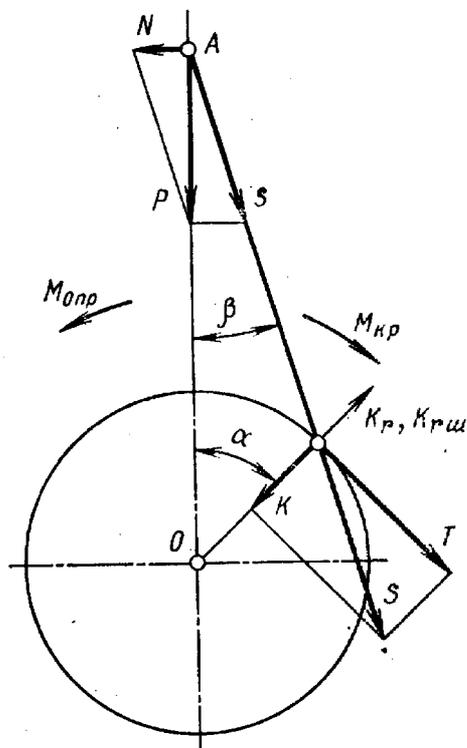


Рис. 18. Схема суммарных сил и моментов, действующих в кривошипном механизме ДВС

Исходной является суммарная сила

$$P = P_r + P_j. \quad (1)$$

Суммарная сила раскладывается на две составляющие: перпендикулярную оси цилиндра

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (2)$$

и направленную по оси шатуна

$$S = P / \cos \beta. \quad (3)$$

Составляющими силы S , перенесенной к оси кривошипа, являются силы:

нормальная, направленная по радиусу кривошипа:

$$K = S \cos (\alpha + \beta) = P \cos (\alpha + \beta) / \cos \beta, \quad (4)$$

тангенциальная, касательная к окружности радиуса кривошипа:

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = P \sin (\alpha + \beta) / \cos \beta. \quad (5)$$

Последняя определяет крутящий момент:

$$M_{кр} = T \cdot r = P \cdot r (\sin \alpha + \operatorname{tg} \beta \cos \alpha). \quad (6)$$

Крутящий момент передается через трансмиссию. На опоры двигателя действует опрокидывающий момент $M_{опр} = -M_{кр}$.

При определении нагрузок в элементах коленчатого вала к составляющим суммарной силы P добавляется составляющая силы инерции K_r вращающихся масс. При оценке сил, действующих на шатунную шейку, учитывается составляющая от сил инерции вращающихся масс шатуна

$$K_{ши} = m_{шк} r_0 \omega^2. \quad (7)$$

Эта сила геометрически суммируется с силой S , действующей по шатуну, и получается суммарная сила, воспринимаемая шатунной шейкой при заданном угле поворота коленчатого вала. Для этого сила $K_{ши}$ раскладывается на две составляющие: действующую по оси цилиндра $K_{ши} \cos \alpha$ и перпендикулярную оси $K_{ши} \sin \alpha$.

Эти составляющие складываются алгебраически с составляющими силы S . Суммарная сила, действующая на шатунную шейку, определяется по формуле

$$R_{шш} = \sqrt{(P + K_{ру} \cos \alpha)^2 + (N + K_{ру} \sin \alpha)^2}. \quad (8)$$

Угол Ψ , под которым эта сила направлена к оси кривошипа, расположенного под углом α к оси цилиндра, определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \Psi = T / (K + K_{ru}). \quad (9)$$

При этом надо учитывать направления действующих сил или их составляющих. Обычно за положительное принимается направление действия силы давления газа на поршень. По найденным значениям $R_{шш}$ строят диаграмму сил с центром на оси кривошипа (при $\Psi = 0$ вектор $R_{шш}$ направлен по оси кривошипа). На рис. 19 представлены полярная и развернутая диаграммы сил, действующих на шатунную шейку двигателя. По ним определяют максимальную и среднюю силы за цикл работы двигателя. Эти силы, отнесенные к площади диаметрального сечения шейки, характеризуют максимальную и среднюю нагрузки на подшипник. Исходя из положения касательных, проведенных из центра шейки к граничным точкам кривых полярной диаграммы, можно определить зону, через которую нет передачи усилий по время работы дизеля. В этой зоне обычно располагается отверстие для подвода смазки к подшипникам.

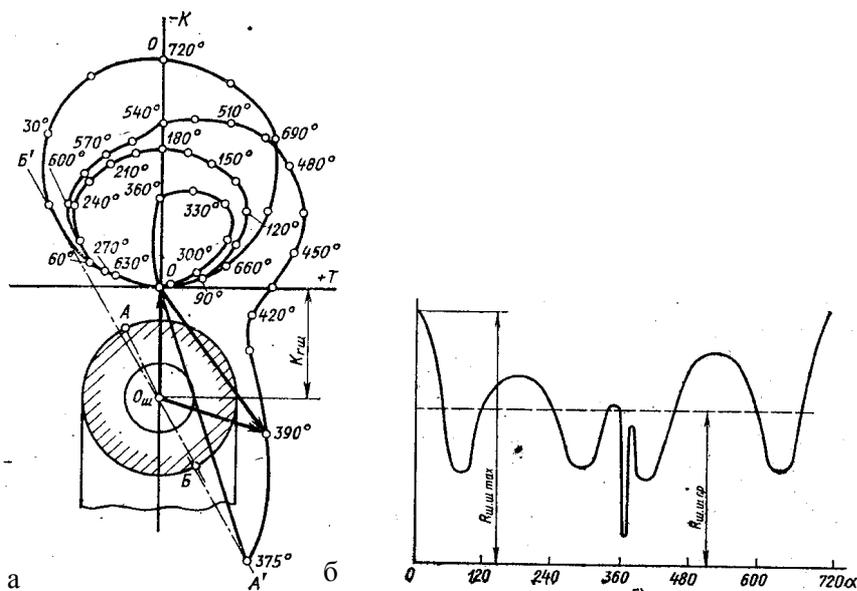


Рис. 19. Диаграммы сил, действующих на шатунную шейку двигателя:
а) полярная диаграмма, б) развернутая диаграмма

Для определения сил, действующих на коренные шейки коленчатого вала, необходимо учитывать силы, действующие на соседние кривошипы. От каждого колена на коренную шейку передается половина силы $R_{ши}$, действующей на шатунную шейку, и половина центробежной силы $K_{рк}$, создаваемой щеками и шатунной шейкой. При этом

$$K_{рк} = m_k \cdot r_0 \cdot \omega^2 = (m_{ши} + 2m_{щ\rho}/r_0) r \cdot \omega^2. \quad (10)$$

Направление силы $R_{ши}$ для каждого угла поворота вала определяется полярной диаграммой. Центробежные силы $K_{рк}$ действуют по оси кривошипа.

При графическом построении полярной диаграммы для коренной шейки, изображенной на рис. 20, проводят оси, совпадающие с осями соседних с рассматриваемой шейкой кривошипов. От точки пересечения осей O_k откладываются силы $K_{рк}$ и полученные точки $O_{ш}$ принимаются за полюсы полярных диаграмм сил, действующих на шатунную шейку. Сложением векторов $K_{рк}$, $R_{ши}$ для обоих колен получают суммарный вектор силы, действующей на коренную шейку, но в удвоенном масштабе $-2R_{кш}$. Путем соединения концов этих векторов плавной кривой получается полярная диаграмма сил, передающихся коренной шейкой опоре.

В V-образных двигателях в точках $O_{ш}$ также следует проводить по две оси, соответствующие каждому ряду цилиндров. При суммировании вектор силы для каждого кривошипа будет состоять из трех слагаемых. При этом следует учитывать порядок работы цилиндров, чтобы правильно ориентировать полярные диаграммы, так как при данной схеме дизеля их будет четыре. Полученную полярную диаграмму сил, действующих на коренную шейку, используют для определения минимальных и максимальных давлений, отнесенных к диаметральной проекции шейки, для нахождения моментов, изгибающих шейки и щеки вала, для оценки эффективности противососов и других параметров.

В многоцилиндровых дизелях шейки коленчатого вала передают крутящий момент к концу вала, с которого отбирается мощность.

Крутящий момент на каждой шейке представляет собой сумму крутящих моментов отдельных цилиндров, расположенных перед данной шейкой. Эту сумму называют набегающим крутящим момен-

том и определяют суммированием моментов на каждой шейке с учетом углового интервала между рабочими ходами в каждом цилиндре.

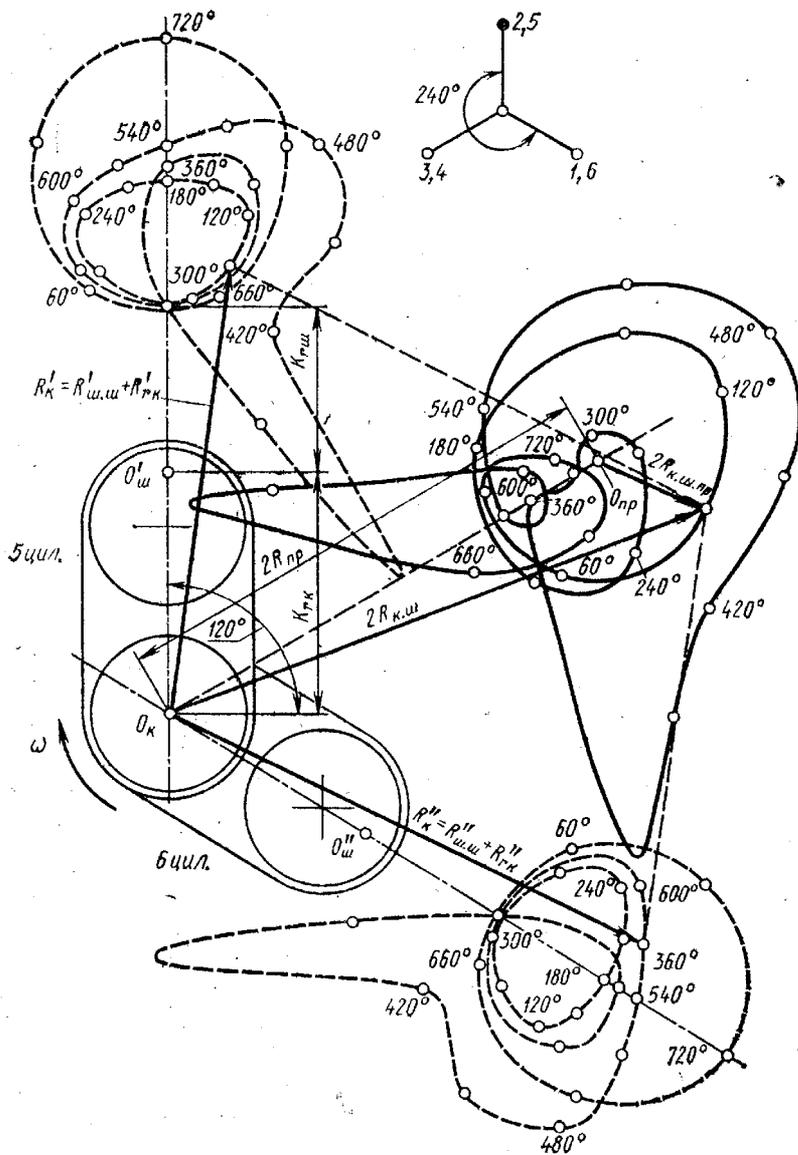


Рис. 20. Полярная диаграмма для коренной шейки

На рис. 21 приведен пример графического построения набегающего крутящего момента на коренные шейки шестицилиндрового дизельного двигателя (цифры означают номера цилиндров). При этом затраты на трение и вспомогательные механизмы не учитывают, т. е. получают индикаторный крутящий момент, который больше по величине, чем эффективный, замеряемый при торможении. Момент на второй коренной шейке $M_{кш_2}$ определяется только тангенциальной силой первого цилиндра, момент на третьей коренной шейке $M_{кш_3}$ – суммой моментов, создаваемых первым и вторым цилиндрами. Моменты суммируют с учетом порядка работы цилиндров и смещения по углу поворота рабочего хода каждого цилиндра.

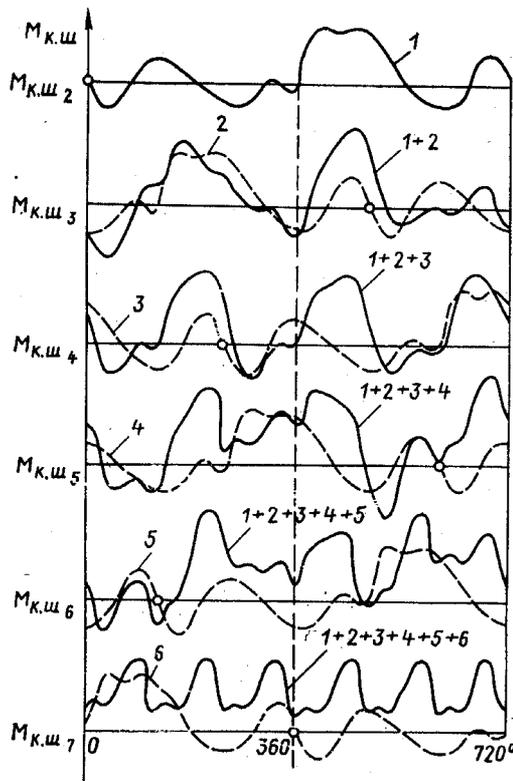


Рис. 21. Графическое построение набегающего крутящего момента на коренные шейки шестицилиндрового дизельного двигателя (цифры означают номера цилиндров)

При оценке нагруженности функциональных поверхностей коленчатого вала необходимо установить, на какую шейку действует момент, имеющий наибольший размах, т.е. разницу между минимальными и максимальным значениями. В приведенном на рис. 21 примере наибольший размах имеет момент на пятой шейке.

Для нахождения крутящих моментов, действующих на шатунные шейки, необходимо набегающий момент на предшествующей коренной шейке сложить с половиной значения крутящего момента от тангенциального усилия, действующего на рассматриваемую шатунную шейку.

Для нахождения набегающих моментов V-образных дизельных двигателей предварительно строят кривые результирующих моментов, действующих на каждом колене от двух цилиндров.

Крутящий момент любого двигателя $M_{кр}$ уравнивается моментом сопротивления и моментом касательных сил инерции движущихся масс, приведенных к коленчатому валу. Для любого момента времени

$$M_{кр} = M_{сопр} + J_o d\omega/dt. \quad (11)$$

Крутящий момент непрерывно изменяется по углу поворота вала и зависит от нагрузки двигателя. Для сравнения обычно определяют крутящий момент на режиме максимальной мощности. Равномерность момента возрастает с увеличением числа цилиндров. Положительно сказывается на равномерности равенство интервалов между рабочими ходами в различных цилиндрах.

При установившемся режиме работы средние значения моментов $M_{кр} = M_{сопр}$, но так как период и характер фактических изменений этих моментов не совпадают, то неизбежно возникают колебания угловой скорости вала:

$$M_{кр} - M_{сопр} = J_o d\omega/dt. \quad (12)$$

Если $M_{кр} > M_{сопр}$, то угловая скорость увеличивается, а если $M_{кр} < M_{сопр}$ – уменьшается. При $M_{кр} = M_{сопр}$

$$J_o d\omega/dt = 0 \text{ и } d\omega/dt = 0, \quad (13)$$

т.е. угловая скорость достигает максимума или минимума. Этот процесс может повторяться в зависимости от характера изменения $M_{кр}$ и $M_{сопр}$ несколько раз за каждый оборот.

Часто для уравновешивания коленчатых валов применяются противовесы, чтобы уменьшить моменты, изгибающие вал, и разгрузить коренные подшипники. На рис. 22 показывается, как изменяется развернутая диаграмма нагрузок на коренную шейку, полярная диаграмма которой приведена на рис. 20, если установить на щеках противовесы, обеспечивающие перенос полюса диаграммы в точку $O_{пр}$. Среднее давление при этом снижается почти в 3,5 раза. Противовесы на щеках устанавливаются обычно при форсировании двигателей по частоте вращения.

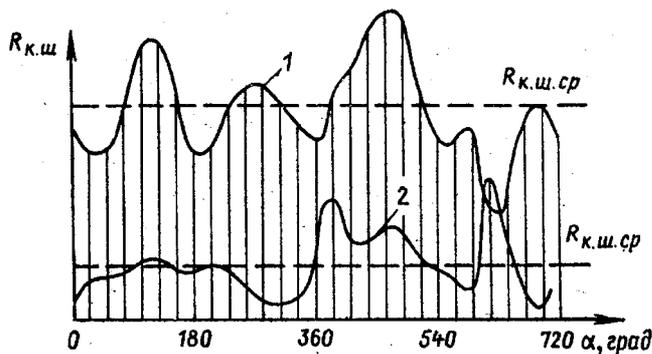


Рис. 22. Изменение развернутой диаграммы нагрузок на коренную шейку при установке противовесов: 1 — без противовесов; 2 — с противовесами

Таким образом, в результате действия суммарных сил и моментов, действующих в кривошипном механизме двигателя внутреннего сгорания, шатунные шейки при работе подвергаются одновременно изгибу и кручению. Но максимальные значения изгибающих и скручивающих моментов не совпадают на одних и тех же углах поворота коленчатого вала за один рабочий цикл. Поэтому необходимо оценивать влияние как каждого вида нагружения, так и их совместное действие. Определяя значения сил T и K и набегающих крутящих моментов, находят наиболее нагруженные шейки, для которых разница между максимальным и минимальным крутящими моментами, а также максимальными и минимальными значениями сил в плоскости колена вала и в перпендикулярной плоскости —

наибольшие. При исследованиях может обнаружиться, что одна из шеек нагружена максимальным крутящим моментом, а другая – максимальными изгибающими силами. В этом случае рекомендуется рассматривать обе шейки.

В плоскости кривошипа при симметричном колене шатуна шейка изгибается под действием момента

$$M_z = 0,5R_k + (K_{rc} - K_{rnp}) \cdot (0,5 - a). \quad (14)$$

Момент, изгибающий шатунную шейку в плоскости, перпендикулярной к колену, где обычно выходит отверстие канала для смазки подшипника:

$$M_T = 0,5K_T l = 0,25 T l. \quad (15)$$

Если отверстие расположено под углом φ к оси кривошипа, то момент в этой плоскости

$$M_\varphi = M_z \cos \varphi - M_T \sin \varphi. \quad (16)$$

Положительный момент M_φ вызывает сжатие краев отверстия.

Значения изгибающего момента в плоскости расположения отверстия для смазки можно найти с помощью полярной диаграммы нагрузок на шатунную шейку (см. рис. 19, а).

Коренные шейки коленчатого вала при работе также подвергаются одновременному изгибу и кручению. Однако их выполняют относительно короткими, поэтому допускается рассматривать только кручение, пренебрегая напряжениями изгиба, которые здесь относительно малы (в пределах 3%). Максимальный и минимальный крутящие моменты, действующие на коренную шейку, определяются по диаграмме набегающих моментов. Пример построения такой диаграммы приведен на рис. 20.

Щека коленчатого вала работает в условиях сложного нагружения, поскольку при работе подвергается изгибу, растяжению и кручению.

Изгиб щеки в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, определяется действием силы T (см. рис. 18). Изгибающий момент

$$M'_{щ} = M_{ки} + R_T \cdot c = M_{ки} + 0,5T \cdot c. \quad (17)$$

Скручивание щеки происходит также под действием силы T , при этом крутящий момент

$$M_{кр} = R_T \cdot a = 0,5 T \cdot a. \quad (18)$$

Основными последствиями суммарного воздействия изгибающих, растягивающих и скручивающих знакопеременных нагрузок на элементы коленчатого вала являются нарушение соосности шеек, нарушение геометрии и износ шатунных и коренных шеек коленчатого вала.

Проведенные в НАТИ исследования влияния несоосности шеек на нагруженность коленчатого вала показали [18], что смещения опор в пределах рабочего зазора вызывают увеличение как максимальных изгибающих моментов в щеках, так и их амплитудных значений. Эти изменения уменьшают запас прочности в пределах 20%, что при принятых исходных коэффициентах запаса шеек не может приводить к поломкам. Однако при таких и больших смещениях опор вал становится неработоспособным из-за задиров подшипников и выплавления антифрикционного баббитового слоя, что является основным проявлением работы коленчатого вала с несоосными опорами.

Наиболее распространенным видом деформации функциональных поверхностей коленчатого вала вследствие воздействия рабочих знакопеременных нагрузок является нарушение геометрии и износ шатунных и коренных шеек.

Нарушение геометрии шеек коленчатого вала выражается в отклонениях от цилиндрической формы поверхности (эллипсность, коничность, бочкообразность и седлообразность). Износ трущихся поверхностей в подшипниках скольжения, в частности под действием рабочих знакопеременных нагрузок, может происходить вследствие среза, отрыва или усталостного разрушения. Разрушение путем среза происходит при взаимодействии микронеровностей двух поверхностей различной твердости, а также при воздействии посторонних более твердых частиц на трущиеся поверхности.

Отрыв или хрупкое разрушение проявляются при однократном приложении силы. Причем характерным является то, что следов пластического деформирования в этом случае не наблюдается.

Усталостное разрушение есть результат циклического нагружения микрообъемов поверхностного слоя при напряжениях ниже предела текучести.

Полидеформационное разрушение может рассматриваться как результат многократного деформирования, вызывающего необратимые (т.е. остаточные) изменения в кристаллической решетке. Характерной особенностью этого вида разрушения является то, что уровень возникших и накапливающихся в процессе работы остаточных напряжений в поверхностном слое изделия превышает предел текучести. Это приводит к потере пластичности и обуславливает переход материала в хрупкое состояние.

3.2. Анализ напряженного состояния шеек коленчатых валов ДВС

Рассмотрим коленчатый вал как элемент динамической системы, рассчитываемый на надежность. При этом необходимо учитывать динамическую нагруженность, определяемую тяговыми, изгибающими или сжимающими усилиями и динамическими нагрузками, носящими случайный характер.

Любые напряжения, вызывающие деформацию восстановленного изделия или отдельных его участков, воздействуют на покрытие, адгезионные и когезионные характеристики которого и будут в конечном итоге определять его работоспособность. Можно предположить, что, зная максимальные напряжения, возникающие у поверхности детали, и имея данные о свойствах покрытия, можно расчетным путем оценить, какие методы восстановления – упрочнения необходимо использовать в данном конкретном случае.

Как правило, детали (а особенно валы) работают в одном из двух режимов – установившемся и переходном. Первый режим является основным и наиболее длительным, переходный режим (разгон, торможение) – кратковременный, но определяющий срок службы, так как в этот период происходят основные повреждения и износ деталей.

Для каждого из методов восстановления рабочих поверхностей деталей существует свой уровень допускаемых напряжений, обусловленный значениями величин адгезии покрытий и когезионного взаимодействия в самом слое. Таким образом, подбор соответствующего метода и режимов сводится к выполнению неравенства

$$|\sigma_{сц}| \geq \sigma_{экр} \cdot k. \quad (19)$$

Эквивалентное напряжение в точке поверхности детали определяется согласно энергетической теории прочности [19]:

$$\sigma_{\text{экв}} = \left(\sigma_u^2 + 3\tau_k^2 \right)^{1/2}. \quad (20)$$

Напряжения определяются так:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad (21)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}. \quad (22)$$

Для вала, форма сечения которого представляет окружность:

$$W_k = 2W_u. \quad (23)$$

Следовательно, можно записать:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{32}{\pi d^3} \left(M_u^2 + 0,75M_k^2 \right)^{1/2}. \quad (24)$$

Одним из наиболее сложных вопросов для производства является выбор метода восстановления шеек коленчатых валов ДВС. Ниже приведен расчет, позволяющий прогнозировать требуемые прочностные свойства покрытий в зависимости от динамических параметров двигателей.

Коленчатые валы обычно рассчитываются по схеме двухопорной разрезной балки, поскольку расчет по схеме многоопорной неразрезной балки чрезвычайно сложен, а разница в конечных результатах, полученных по той и другой схемам, невелика.

При наличии данных о пределах усталости материалов валов (с учетом масштабного фактора) при изгибе и кручении рекомендуется методика расчета, разработанная в 50-х годах XX в. Р.С.Кинасошвили [20]. Однако при использовании этой методики следует учитывать, что в зависимости от степени прокаливаемости материалов, применяемых для изготовления валов, при изменении их размеров в

различной степени изменяется предел усталости материала вала по сравнению с его значением, определенным на стандартном образце, изготовленном из того же материала. Кроме того, усталостные испытания валов очень продолжительны и достаточно сложны. Поэтому для оценки прочности напыленных слоев шеек валов лучше воспользоваться приближенными методами расчета, на основании которых определяются условные напряжения, не учитывающие усталостных явлений [21].

Основу динамической модели двигателя составляет кривошипно-шатунный механизм. Дифференциальное уравнение движения механической системы двигателя имеет вид [22]

$$I(\varphi)\varepsilon + \frac{1}{2} \frac{dI(\varphi)}{d\varphi} \omega^2 = M_r + M_{\delta\varepsilon}, \quad (25)$$

где $I(\varphi) = I_\varepsilon + \bar{I}(\varphi)$ – приведенный к валу момент инерции системы;

$\bar{I}(\varphi)$ – приведенная к валу переменная составляющая момента инерции (шатуннов, совершающих плоское движение, и поршней, движущихся поступательно).

Исследование уравнения (25) осуществляется аналитическими или графическими методами. При этом инерционные характеристики движущихся элементов двигателя определяются либо расчетным путем по чертежам, либо экспериментально.

Эффективность работы трансмиссии определяет допустимый коэффициент неравномерности вращения вала δ :

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_o}, \quad (26)$$

где $\omega_{\max}, \omega_{\min}$ – максимальная и минимальная угловые скорости вращения вала при установившемся режиме работы двигателя.

Это условие выполняется соответствующим подбором маховика двигателя [23], и в первом приближении на установившихся режимах работы вращение вала можно считать равномерным.

В общем случае $M_{\delta\varepsilon}$ зависит как от угла поворота вала, так и от его угловой скорости. При наличии маховика зависимостью $M_{\delta\varepsilon}$ от

угла поворота можно пренебречь и взаимодействие двигателя с трансмиссией определять экспериментально получаемой механической характеристикой двигателя. Рассмотрим упрощенную схему сил (рис. 23), действующих в кривошипно-шатунном механизме (КШМ).

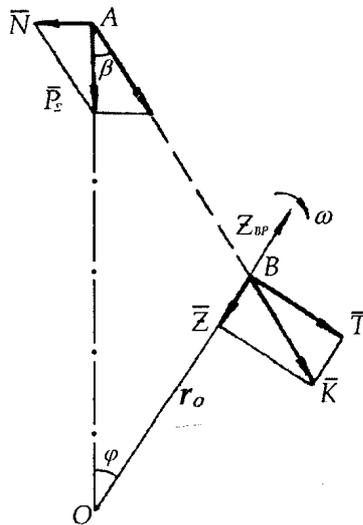


Рис. 23. Схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме двигателя внутреннего сгорания (А – ось поршневого пальца; В – ось шатунной шейки коленчатого вала; О – ось коренной шейки коленчатого вала)

Силы \bar{Z} , \bar{T} действия шатунов на коленчатый вал можно определить после интегрирования уравнения (25), пользуясь принципом Даламбера.

Процедура интегрирования уравнения (25) и нахождения сил \bar{Z} , \bar{T} чрезвычайно трудоемка, поэтому в инженерных расчетах пользуются приближенными зависимостями [24], хорошо подтверждаемыми практикой эксплуатации двигателей. Исходя из этих соображений произведем оценку сил, действующих на движущиеся элементы двигателя.

При работе двигателя на коленчатый вал через шатуны действуют силы давления газов в цилиндрах, силы инерции вращающихся масс и силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно. Действующие силы в совокупности вызывают значительные знако-

переменные скручивающие и изгибающие моменты, а также крутильные и продольные колебания, создающие при резонансе дополнительные напряжения. Поскольку эти силы и моменты переменны как по значению, так и по направлению, то при расчете будем учитывать самые неблагоприятные условия работы вала. Это режим максимального движущего момента $M_{об}$ при частоте вращения, равной $0,4 \dots 0,6$ от номинальной частоты вращения вала n_n , когда давление газов в конце процесса сгорания достигает наибольшего значения $P_{z \max}$. Действием инерционных нагрузок пренебрегаем, то есть рассматриваем момент временной перегрузки, обычно возникающий при пуске двигателя.

Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, приведены на рис. 23. К точке А, изображающей ось поршневого пальца, приложена сила P_{Σ} , направленная вдоль оси цилиндра. Эта сила является суммой двух сил: силы давления газов P_g и силы инерции P_j поступательно движущихся масс (поршень, поршневые кольца, поршневой палец, верхняя часть шатуна):

$$P_{\Sigma} = P_g + P_j. \quad (27)$$

Сила P_g меняется с изменением угла поворота коленчатого вала по закону, определяемому индикаторной диаграммой (рис. 24).

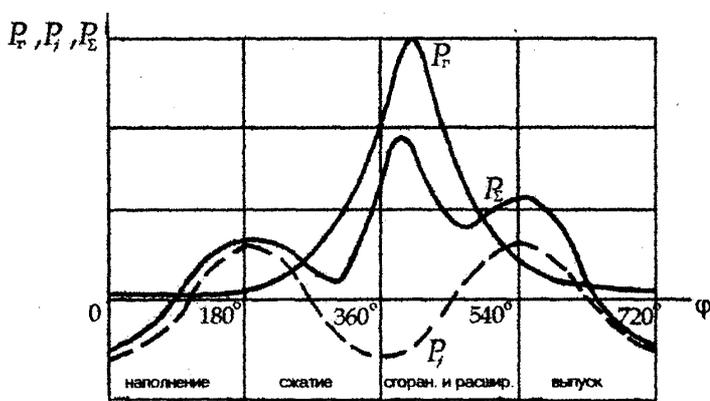


Рис. 24. Диаграмма изменения силы давления газов P_g , силы инерции P_j и суммарной силы P_{Σ} поступательно движущихся частей в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Рабочий цикл четырехтактного двигателя состоит из пяти процессов: впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск, которые совершаются за четыре такта (хода поршня) или за два оборота коленчатого вала.

У карбюраторных двигателей давление смеси в цилиндре в течение процесса впуска составляет 70...90 кПа, в конце сжатия – 0,8...1,5 МПа, в конце сгорания – 3...5 МПа, в конце расширения – 0,35...0,5 МПа, в процессе выталкивания – 0,11...0,12 МПа.

Аналогичные показатели у четырехтактных дизелей следующие: в течение процесса впуска давление составляет 80...95 кПа, в конце сжатия – 3,5...6 МПа, в конце сгорания – 5,5...11 МПа, в конце расширения – 0,3...0,5 МПа, в процессе выпуска – 0,11...0,12 МПа.

При построении диаграмм (см. рис. 23, 24) принято, что силы положительны, если направлены вниз (к коленчатому валу), и отрицательны, если действуют в противоположную сторону. Силу, действующую на шатунную шейку вала со стороны шатуна, можно разложить на две: касательную силу T , перпендикулярную к радиусу кривошипа, и радиальную силу Z , направленную вдоль радиуса кривошипа r_0 . Линия действия силы Z всегда проходит через ось коленчатого вала. Касательная сила T создает вращающий момент на кривошипе $M = Tr_0$. Оценить действие сил инерции вращающихся масс можно, приложив силу Z_{ep} в точке В (см. рис. 23):

$$Z_{ep} = m_{ep} r_0 \omega^2 . \quad (28)$$

Масса неуравновешенных вращающихся частей

$$m_{ep} = m_k + (0,7 - 0,8)m_{ш} .$$

Приведенная масса всего кривошипа

$$m_k = m_{ш.ш.} + 2m_{ш} \frac{\rho}{r_0} .$$

Сила Z_{ep} всегда направлена по радиусу кривошипа от центра вращения вала.

Суммарная радиальная сила, действующая вдоль радиуса кривошипа, $Z_p = Z - Z_{ep}$. Этой силой нагружены подшипниковые узлы коленчатого вала.

На рис. 25 показано изменение касательной T и радиальной Z сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала для четырехтактного двигателя. Из приведенных диаграмм видно, что сила давления газов в цилиндре P_Γ суммарная сила P_Σ , касательная T и радиальная Z имеют наибольшие значения при угле поворота коленчатого вала $\varphi = 350...400^\circ$ (в четырехтактном двигателе), т.е. в период горения топлива и начала процесса расширения газов.

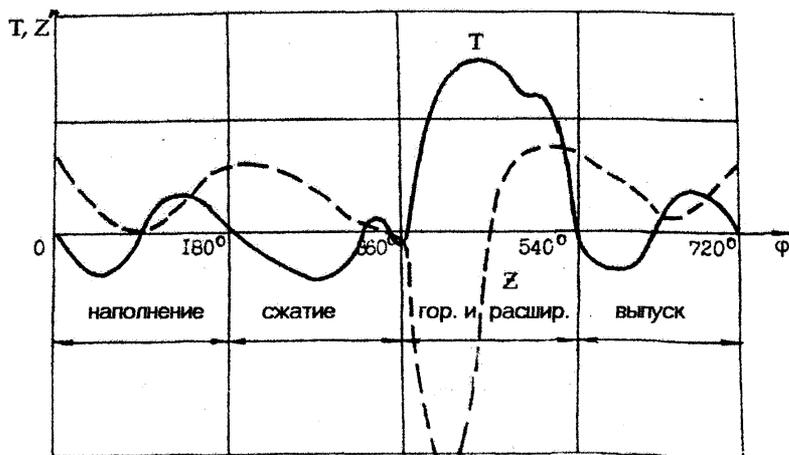


Рис. 25. Диаграммы изменения касательной силы T и радиальной силы Z в зависимости от угла поворота коленчатого вала четырехтактного двигателя

Нормальную силу давления газов, действующих на поршень, определяют из выражения

$$P_\Gamma = F_n(P_c - P_o), \quad (29)$$

Силу инерции масс, движущихся возвратно-поступательно, определяют по формуле

$$P_j = -m_1 j_n; \\ m_1 = m_n + (0,2 - 0,3)m_{ш}. \quad (30)$$

Для центрального кривошипно-шатунного механизма

$$P_j = m_1 r_o \omega (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi);$$

$$\lambda = \frac{r_0}{L}. \quad (31)$$

Расчет на долговечность коленчатых валов производится при номинальной частоте вращения n_n (рис. 26). Сила инерции P_j в этом случае в момент сгорания газов соизмерима с силой давления газов P_Γ и направлена в противоположную сторону, уменьшая ее действие на опоры вала (см. на рис. 24 кривую P_Σ).

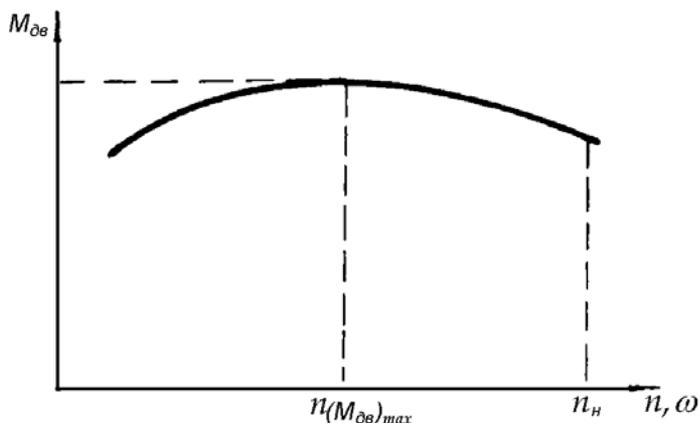


Рис. 26. Механическая характеристика двигателя внутреннего сгорания

Из анализа выражений (27), (29) – (31) следует, что при частоте вращения вала, соответствующей максимальному движущему моменту $(M_{\partial e})_{\max}$ (см. рис. 26), силы инерции в 4...6 раз меньше, чем при номинальной частоте, и практически на порядок меньше максимальной силы давления газов $P_{\Gamma \max}$ и ими можно пренебречь. При этом режиме работы вала силы, действующие на шатунную шейку, будут максимальны. Для этого случая решим задачу определения максимальных напряжений, действующих в шейках коленчатого вала.

Рассматривая четырехтактный двигатель, отметим, что в момент сгорания топлива в одном цилиндре силы давления газов в других цилиндрах существенно меньше $P_{Г\max}$ (см. рис. 24) и их действием на коленчатый вал можно пренебречь.

Расчетная схема вала изображена на рис. 27. В соответствии с этой схемой предполагаем, что силовые факторы, действующие на вал, воспринимаются только ближайшими опорами А и В (что создает в запас прочности). Это позволяет при расчетах рассматривать только одно колено вала, соответствующее поршню, нагруженному максимальным давлением. Также будем считать, что реакции подшипников А и В коренных шеек и давление на шатунную шейку С приложены посередине ширины соответствующих шеек.

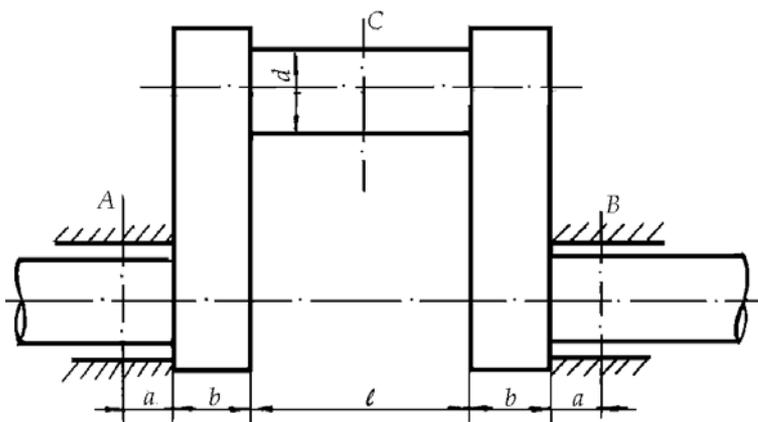


Рис. 27. Элемент коленчатого вала (к расчетной схеме)

На рис. 28 изображена схема вала со всеми действующими на него силами.

Как правило, к коленчатому валу двигателя присоединяют маховик, имеющий значительный момент инерции относительно оси вращения. Благодаря ему вращение вала с большой степенью точности в установившемся режиме можно считать равномерным. Поэтому величина силы \bar{T} находится из соотношения

$$\bar{T} = \frac{(M_{\partial\partial})_{\max}}{r_o}. \quad (32)$$

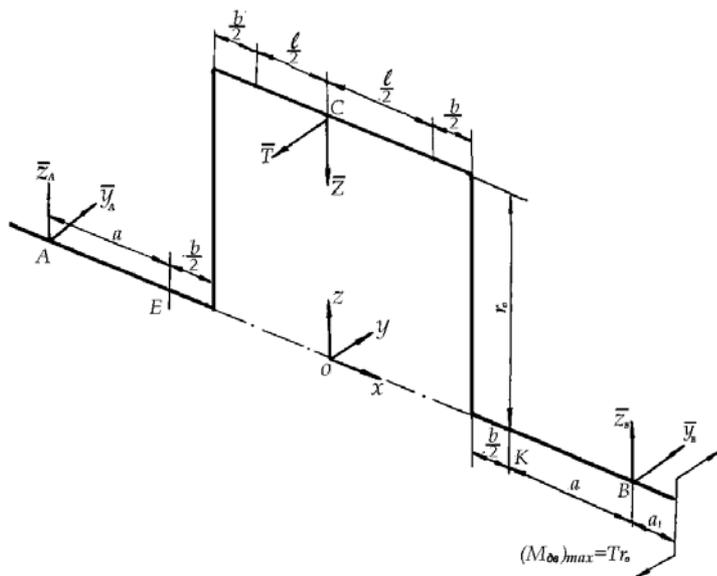


Рис. 28. Схема элемента коленчатого вала с действующими на него силами

Величина силы \bar{Z} определяется из выражения

$$\bar{Z} = F_n (P_{T_{\max}} - P_o). \quad (33)$$

Из условия равновесия вала находим

$$\bar{Z}_A = \bar{Z}_B = \frac{\bar{Z}}{2}, \quad \bar{Y}_A = \bar{Y}_B = \frac{\bar{T}}{2}. \quad (34)$$

Определим для каждого из участков коленчатого вала опасное сечение и в этом сечении укажем наиболее напряженные точки.

Для коренной шейки вала наиболее опасным является сечение (рис. 29), в котором к наибольшим изгибающим моментам M_{Y_K} и M_{Z_K} добавляется и крутящий момент M_X :

$$M_{Y_K} = \frac{\bar{Z}}{2} a; \quad M_{Z_K} = \frac{\bar{T}}{2} a; \quad M_X = \bar{T} r_o. \quad (35)$$

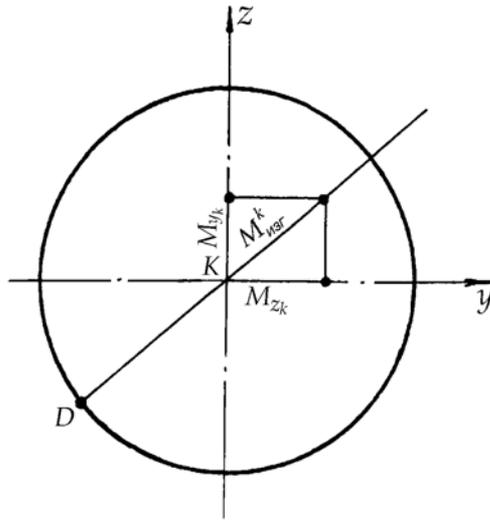


Рис. 29. Изгибающие моменты, действующие в К-м сечении вала

Результирующий изгибающий момент $M_{изг}^K$ равен

$$M_{изг}^K = \sqrt{M_{y_K}^2 + M_{z_K}^2} = \frac{a}{2} \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2} . \quad (36)$$

Наибольшие касательные и нормальные напряжения в шейке вала возникают в точке пересечения окружности вала со следом плоскости действия результирующего изгибающего момента (см. рис. 29). Наиболее опасной в сечении будет периферийная точка D, лежащая в плоскости момента $M_{изг}^K$, в которой нормальное напряжение σ является растягивающим.

В окрестности точки D выделим элемент, схема напряженного состояния которого показана на рис. 30. Нормальное напряжение определяется изгибающим моментом $M_{изг}^K$, касательное напряжение – крутящим моментом (см. выражения (35), (36)):

$$\sigma = \frac{M_{изг}^K}{0,1d^3}, \quad \tau = \frac{M_X}{0,2d^3} \quad (37)$$

или

$$\sigma = \frac{a}{0,2d^3} \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2}, \quad \tau = \frac{\bar{T}r_o}{0,2d^3}. \quad (38)$$

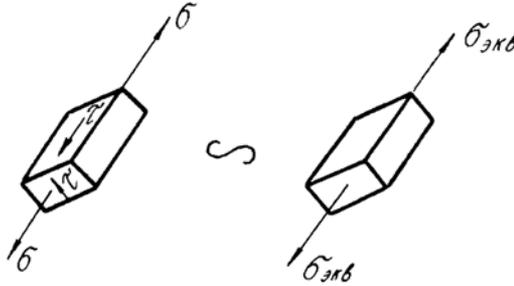


Рис. 30. Схема напряженного состояния в точке D и соответствующего ему эквивалентного напряжения

Напряженное состояние в точке D является плоским. Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$ определяется через σ и τ следующим образом:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1-\nu}{2} \sigma + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad \nu = \frac{\sigma_{Tp}}{\sigma_{Tсж}}. \quad (39)$$

Отсюда

$$\begin{aligned} (\sigma_{\text{экв}})_K &= \frac{1-\nu}{2} \frac{a}{0,2d^3} \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2} + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\frac{a^2(\bar{Z}^2 + \bar{T}^2)}{(0,2d^3)^2} + 4 \frac{\bar{T}^2 r_o^2}{(0,2d^3)^2}} = \\ &= \frac{a}{0,4d^3} \left[(1-\nu) \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2} + (1+\nu) \sqrt{(\bar{Z}^2 + \bar{T}^2) + 4 \left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \bar{T}^2} \right]. \end{aligned} \quad (40)$$

Для шатунной шейки наиболее опасным является сечение C (см. рис. 28), в котором к наибольшим изгибающим моментам

$$M_{Y_c} = \frac{\bar{Z}}{2} \left(a + b + \frac{l}{2} \right) \text{ и } M_{Z_c} = \frac{\bar{T}}{2} \left(a + b + \frac{l}{2} \right) \quad (41)$$

добавляется еще и крутящий момент $M_X = \bar{T}r_o$.

Результирующий изгибающий момент $M_{изг}^C$ равен

$$M_{изг}^C = \sqrt{M_{Y_c}^2 + M_{Z_c}^2} = 0,5 \left(a + b + \frac{l}{2} \right) \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2}. \quad (42)$$

После выполнения расчетов, аналогичных сделанным для сечения K , условие прочности для шатунной шейки в сечении C будет выглядеть следующим образом:

$$(\sigma_{экв})_C = \frac{a+b+l}{0,4d^3} \left[(1-\nu) \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2} + (1+\nu) \sqrt{\bar{Z}^2 + \bar{T}^2 + 4 \left(\frac{r_o}{a+b+\frac{l}{2}} \right)^2 \bar{T}^2} \right] \leq [\sigma_{цл}]. \quad (43)$$

Сравнение выражений (40) и (43) показывает, что сечение C является более опасным, чем сечение K (больше величина эквивалентного напряжения).

Допускаемое напряжение с учетом запаса прочности определяется из соотношения

$$[\sigma_{цл}] = (\sigma_{экв})_C \cdot k. \quad (44)$$

Коэффициент запаса прочности принимается в пределах 1,1...1,3.

Необходимо иметь в виду, что напряжение, эквивалентное максимальному в наиболее опасной точке, является растягивающим. Таким образом, значения предельного напряжения для покрытий определяются величиной прочности сцепления покрытий на отрыв.

Зная величину максимального момента, развиваемого двигателем, геометрические параметры коленчатого вала, величину макси-

мального давления газов в цилиндрах двигателя, из выражений (43) и (44) можно определить требуемую прочность сцепления покрытий с основой, а следовательно, и возможность использования того или иного метода нанесения покрытий для восстановления конкретного коленчатого вала [25, 26].

В качестве примера использования выражения (43) рассмотрим восстановление коленчатого вала четырехтактного бензинового двигателя, имеющего следующие динамические параметры и размеры: максимальный крутящий момент $(M_{об})_{max} = 110$ Нм; давление газов на поршень $P_2 = 3$ МПа; диаметр поршня – 76 мм; расстояние между осями шатунной и коренной шеек – 40 мм; диаметр шеек – 50 мм; ширина коренной шейки – 28 мм; ширина щеки вала – 15 мм; ширина шатунной шейки – 28 мм.

Принимаем $\sigma_{тр} = \sigma_{тсж}$, то есть $\nu = 1$. Используя уравнение (43), определяем $(\sigma_{экв})_C = 25,4$ МПа.

Предельное напряжение, или прочность сцепления покрытия с основой, определяем как

$$[\sigma_{сц}] = 25,4 \cdot 1,2 = 30,5 \text{ МПа.}$$

Таким образом, прочность сцепления покрытия с материалом шейки вала должна быть не менее 30 МПа, что гарантированно обеспечивает газопламенное проволоочное напыление, но не может гарантировать процесс газопламенного порошкового напыления.

Аналогичным образом был выполнен расчет значений прочности сцепления покрытий, напыляемых на коленчатые валы ДВС различной мощности [25, 26]. Результаты расчетов представлены в виде графиков на рис. 31. Анализ их позволяет сделать весьма важный вывод о том, что с ростом мощности двигателя свыше определенного предела (соответствует крутящему моменту около 450 Н · м и давлению газов около 8 МПа) нет необходимости выбирать способы напыления шеек валов, обеспечивающие значения прочности сцепления выше 50 МПа. Этот вывод должен изменить бытующее у ремонтников мнение об ограниченных возможностях метода газопламенного напыления проволок и электрометаллизации как спосо-

бов, не пригодных для восстановления валов двигателей грузовых автомобилей, мощных компрессоров, тепловозов и судов.

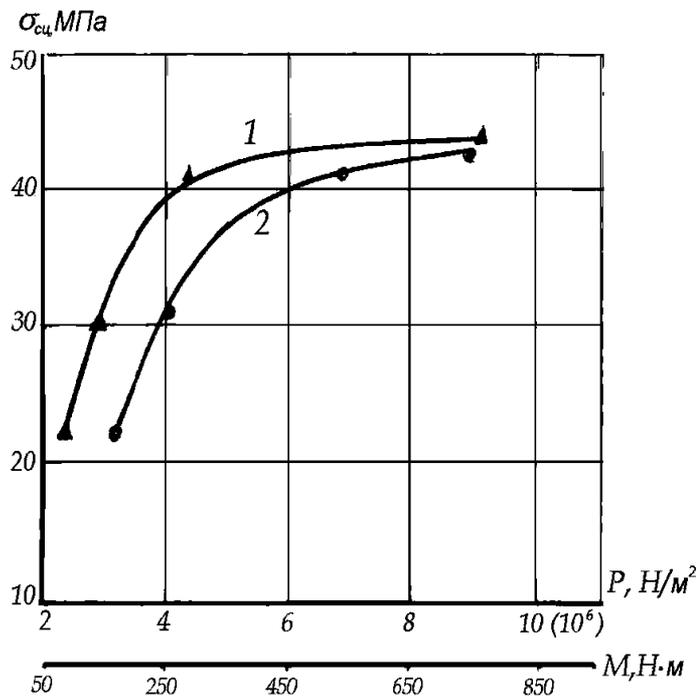


Рис. 31. Зависимость величины необходимой прочности сцепления напыленных на шейки валов покрытий от максимального крутящего момента двигателя (1) и максимальных значений давления газов в цилиндрах (2)

4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

4.1. Проверка технического состояния вала

Перед проверкой технического состояния коленчатого вала необходимо выполнить следующие операции.

Протереть коленчатый вал растворителем (бензином или керосином) и убедиться в отсутствии на шейках следов неравномерного износа, трещин, задиров, рисок и следов коррозии. Степень износа поверхности вала можно проверить с помощью медной шайбы или монеты. Для этого необходимо несколько раз потереть шайбой (мо-

нетой) по поверхности шейки. Если на ней остаются частички меди, значит, она изношена и должна быть перешлифована. С меньшей достоверностью наличие следов износа на шейках коленчатого вала определяют, проводя по ним без нажима пальцем руки.

После этого необходимо прочистить все масляные каналы, используя проволочную или жесткую волосяную щетку. Удаляют заглушки со смазочных каналов, промывают последние моющим раствором или керосином, продувают сжатым воздухом. Затем зенкером обрабатывают гнезда и устанавливают в них новые заглушки, зачеканив их в нескольких точках. Чтобы острые края не царапали и не оставляли выемок на вновь устанавливаемых подшипниках, необходимо снять фаски с отверстий масляных каналов.

Незначительные неровности на шейках можно зачистить шлифовальной шкуркой или бруском мелкой зернистости.

Установив коленчатый вал на две призмы, его проверяют на радиальное биение коренных шеек, смещение их осей от плоскости, проходящей через оси шатунных и коренных шеек, а также перпендикулярность торцевой поверхности фланца по отношению к оси коленчатого вала (рис. 32).

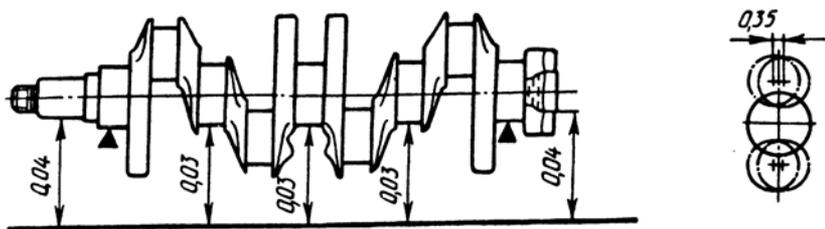


Рис. 32. Проверка параметров коленчатого вала

Биение проверяют по средней коренной шейке. Оно должно быть не более $0,025 \dots 0,030$ мм (в зависимости от модели двигателя) [20].

Чрезмерный изгиб коленчатого вала (биение средней коренной шейки относительно крайних) устраняют правкой на прессе. Вал устанавливают крайними коренными шейками на призмы, а штоком прессы через медную или латунную прокладку прикладывают усилие к средней шейке со стороны, противоположной изгибу. При этом прогиб должен быть примерно в 10 раз больше устраняемого изгиба. Вал выдерживают под нагрузкой в течение $2 \dots 4$ мин. После

проверки рекомендуется подвергнуть вал термической обработке – нагреть до 180...200 С и выдержать при этой температуре в течение 5...6 ч. После правки вал снова следует проверить на биение [28].

Чтобы иметь информацию о размерах шеек коленчатого вала, на первой его щеке указывают уменьшение диаметра коренных и шатунных шеек (например, «К 0,25», «Ш 0,50» в автомобилях ВАЗ), их класс (0, 1, 2, 3 в автомобилях «Тойота») или наносят риски, обозначающие ремонтный размер (в автомобилях БМВ одна риска – 1-й ремонтный диаметр, две – 2-й и т. д.).

После установки коленчатого вала в блок цилиндров необходимо проверить его осевой люфт. На блок устанавливают кронштейн с индикатором часового типа таким образом, чтобы его ножка упиралась во фланец вала (рис. 33). Перемещая вал вверх или вниз (например, отвертками), измеряют люфт. В автомобилях ВАЗ-2109 он должен быть в пределах 0,06...0,26 мм, «Опель Рекорд» с двигателем 21D – 0,030...0,130 мм, «Опель Рекорд» с двигателем 20S – 0,043...0,156 мм, БМВ – 0,085...0,174 мм, «Ауди 80D», «Фольксваген» – 0,07...0,17 мм. Предельный осевой люфт для всех двигателей – 0,35 мм [29].

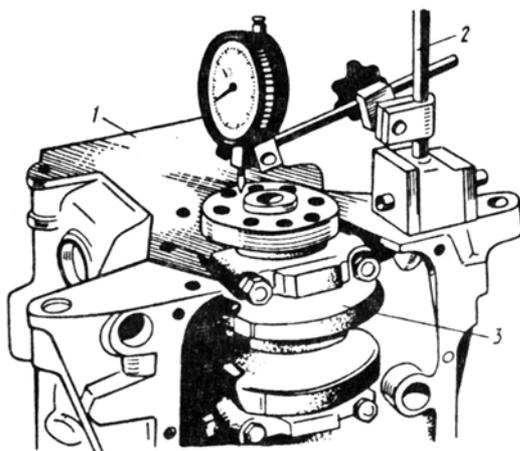


Рис. 33. Проверка осевого люфта коленчатого вала индикатором часового типа:
1 – блок цилиндров; 2 – стойка индикатора; 3 – коленчатый вал

При отсутствии индикатора осевой люфт с меньшей точностью можно измерить с помощью набора щупов. Для этого вставляют от-

вертку между первым кривошипом вала и передней стенкой блока цилиндров (рис. 34) и, действуя ею как рычагом, отжимают вал к задней части двигателя. Затем с помощью шупа определяют зазор между торцом задней шайбы упорного подшипника и плоскостью бурта первой коренной шейки. Если люфт оказывается больше нормы, его регулируют с помощью полуколец, заменив старые полукольца новыми или установив полукольца увеличенной толщины (рис. 35).

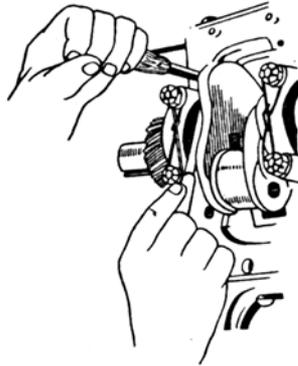


Рис. 34. Проверка осевого люфта коленчатого вала шупом

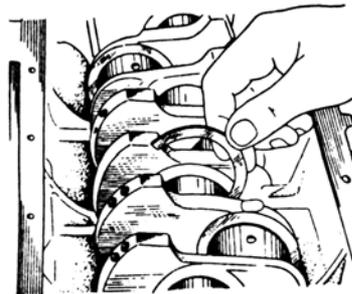


Рис. 35. Установка упорных полуколец коленчатого вала в гнезда среднего коренного подшипника

После ремонта коленчатый вал собирается с маховиком и сцеплением, с которыми он эксплуатировался до ремонта. Сцепление необходимо устанавливать на маховик по заводским меткам (или по меткам, нанесенным твердым предметом на обеих деталях), нанесенным одна против другой около одного из болтов крепления кожуха сцепления к маховику.

Перед установкой на двигатель коленчатый вал подвергают динамической балансировке. Дисбаланс устраняют высверливанием металла в противовесах коленчатого вала или ступице маховика.

На поверхности шейки под сальник могут быть задиры, которые устраняются шлифованием. Сами же сальники должны заменяться при каждой разборке двигателя независимо от их состояния.

Маховик может иметь следующие повреждения: износ, риски, задиры и микротрещины на рабочей поверхности, выкрашивание зубьев венца, износ зубьев по длине, износ отверстий под болты крепления к коленчатому валу, повреждение резьбы в отверстиях, появление цвета побежалости.

На поверхности маховика 1, прилегающей к фланцу коленчатого вала (рис. 36), и на поверхности 3 под ведомый диск сцепления не допускаются царапины и задиры. Неплоскостность поверхности 3 должна находиться в пределах $0,06 \dots 0,10$ мм.

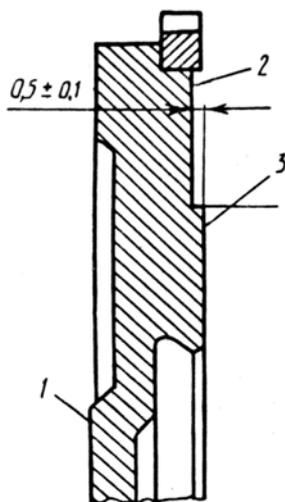


Рис. 36. Маховик

Неплоскостность проверяется с помощью щупа при установке маховика на поверочную плиту. Царапины и задиры на поверхности 3 удаляются протачиванием со снятием слоя металла толщиной не более 1 мм с последующей зачисткой абразивной шкуркой. При

этом протачивают также и поверхность 2, не затрагивая зубчатый венец и выдерживая размер $(0,5 \pm 0,1)$ мм. При протачивании необходимо обеспечить параллельность указанных поверхностей относительно поверхности 1, прилегающей к фланцу коленчатого вала. Непараллельность не должна превышать 0,1 мм.

Торцевое биение маховика проверяется по крайним точкам поверхностей 2 и 3 после установки маховика на оправку и центровки его по посадочному отверстию. Оно не должно превышать 0,1 мм.

Если маховик имеет цвет побежалости на поверхности 3 под ведомый диск сцепления, необходимо проверить натяг обода на маховике. Обод не должен проворачиваться при крутящем моменте 590 Н·м и сдвигаться в осевом направлении при усилии 3,9 кН.

При небольшом износе торцов зубьев маховика их можно зачистить на шлифовальном станке. При выкрашивании зубьев или их значительном износе по длине зубчатый венец подлежит замене. Так как у зубчатого венца торцы зубьев изнашиваются с одной стороны (в месте входа в зацепление шестерни стартера) и боковые стороны зубьев на дуге 200...230 мм, то при отсутствии нового венца можно использовать старый. Для этого спрессовывают венец с маховика и поворачивают его на 180° вокруг вертикальной оси и на 90° вокруг оси вращения. Чтобы облегчить напрессовку нового венца, рекомендуется нагреть его до температуры 180...220°C (не более).

После замены зубчатого венца маховик статически балансируют путем высверливания лишнего металла со стороны крепления сцепления. Высверливаемые отверстия должны иметь глубину не более 15 мм, а дисбаланс маховика не должен превышать 35 г·см.

4.2. Проверка технического состояния и замена подшипников скольжения (вкладышей)

Коренные и шатунные подшипники (вкладыши) подразделяются на классы по толщине центральной части. Разбивка на классы для каждой модели двигателя индивидуальна. Обозначение класса может быть различным: по идентификационной окраске (например, 0 – черный, 1 – коричневый, 2 – синий и т. д.) или по номеру класса, указанному на подшипнике и блоке цилиндров. Используют также подшипники ремонтного размера с уменьшением внутреннего диаметра на 0,25 мм, 0,50 мм и т.д. [30].

Для подшипников некоторых моделей двигателей могут применяться промежуточные (уменьшенные) размеры между основными; индекс на таких подшипниках обозначается в виде меток.

На поверхности подшипников не допускаются задиры, отслоения и повышенный износ. Для определения пригодности подшипников к дальнейшей эксплуатации проверяют зазор между ними и шейками коленчатого вала. Для этого измеряют диаметр шеек, постелей под подшипники и толщину подшипников.

Для определения зазора в шатунных подшипниках сначала устанавливают подшипник в нижнюю головку шатуна, затягивают гайки крепления крышки головки сборочным моментом (как правило, это делается в 2 этапа: 1-й – небольшим моментом, 2-й – в 2...3 раза большим) и измеряют внутренний диаметр установленного подшипника (рис. 37). После этого измеряют наружный диаметр соответствующей шатунной шейки коленчатого вала и по разности двух полученных значений определяют зазор. Таким же образом измеряют зазор в остальных шатунных подшипниках и в коренных подшипниках, устанавливая их на свои места в блоке цилиндров и закрепляя крышками.

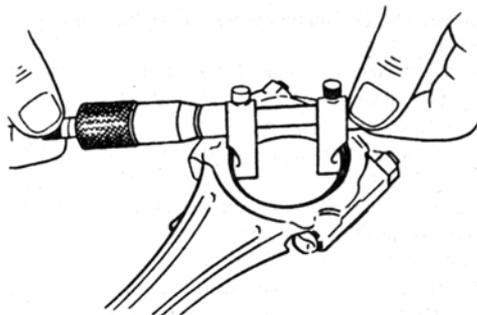


Рис. 37. Проверка внутреннего диаметра шатунного подшипника

Указанными методами проверяют зазоры всех коренных и шатунных подшипников.

Проверить зазор в подшипниках коленчатого вала можно также с помощью специальной калиброванной пластмассовой проволоки (Plastigage). Проверку выполняют в следующей последовательности. Тщательно очищают рабочую поверхность подшипника и соот-

ветствующей шейки вала, на поверхность которой кладут отрезок проволоки (после этого не допускается проворачивание вала). На шейку осторожно, чтобы не сдвинуть проволоку, устанавливают шатун с крышкой или крышку коренного подшипника и закрепляют с использованием сборочного момента затяжки. Затем снимают крышку проверяемого подшипника и по шкале, нанесенной на упаковке от проволоки, определяют зазор (рис. 38).

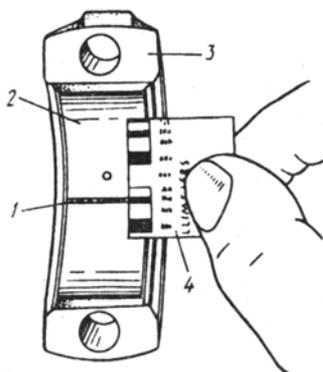


Рис. 38. Проверка зазора в шатунном подшипнике:
1 – сплюсненная пластмассовая проволока; 2 – шатунный подшипник;
3 – крышка шатуна; 4 – шкала для измерения зазора

Допустимый зазор для коренных и шатунных подшипников находится в пределах $0,10 \dots 0,15$ мм с небольшими отклонениями (не более $0,02$ мм) в ту или иную сторону для конкретной модели двигателя.

Простым, хотя и недостаточно точным, методом проверки зазора в подшипниках скольжения является ручная проверка. В этом случае исходят из того, что при нормальном зазоре в шатунном подшипнике шатун без поршня, собранный на шейке вала с полностью затянутой крышкой, должен плавно опускаться под действием собственного веса из горизонтального положения в вертикальное, а при нормальном зазоре в коренных подшипниках (при полностью затянутых крышках) коленчатый вал без установленных шатунов должен легко проворачиваться вручную. Перед проверкой подшипников их необходимо смазать моторным маслом.

Если в результате проверки зазор окажется больше допустимого, необходимо использовать подшипники с меньшим внутренним диаметром и перешлифовкой шеек коленчатого вала.

Ремонтные подшипники, как правило, имеют увеличенную толщину для установки на шейки коленчатого вала, уменьшенные на 0,25, 0,50, 0,75 или 1,00 мм.

При замене подшипников необходимо соблюдать следующие правила. Подшипники заменяются попарно и без выполнения каких-либо подгоночных операций. Половины коренных подшипников, имеющие отверстия для подвода масла, ставятся в блок цилиндров, а половины без отверстий – в крышки. Фиксирующие выступы на стыках вкладышей должны свободно (усилием руки) входить в пазы на блоке цилиндров.

Двигатель после ремонта коленчатого вала и замены вкладышей должен пройти обкатку. При этом происходит приработка поверхностей трения, причем в основном в первые часы его работы. Время полной приработки деталей составляет 30 ч. Осуществить столь длительный процесс довольно сложно. Поэтому с целью сокращения продолжительности обкатку разбивают на два этапа: 1) на стенде или непосредственно на автомобиле без нагрузки и 2) эксплуатационная обкатка.

5. РЕМОНТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

5.1. Обнаружение трещин в валах

Ремонт коленчатого вала, как и любого другого, должен начинаться с дефектации и подготовки к ремонту. Как показывает практика, при контроле деталей нельзя ограничиваться только измерениями размеров, деформаций и износов конкретных поверхностей. Иногда на деталях обнаруживаются и другие дефекты, в частности, забоины, трещины и т.п.

Причиной появления трещин в деталях являются в первую очередь ненормальные условия их работы, а именно: сильный перегрев, быстрое охлаждение, ударные нагрузки и т.д. Трещины могут возникнуть также вследствие нарушения технологии ремонта. Например, подрез галтелей на шейках коленчатого вала при шлифова-

нии приводит к образованию концентраторов напряжений и появлению трещин на краях шеек.

Трещина, возникшая в детали, редко локализуется, т.е. остается неизменной длительное время. В большинстве случаев, испытывая циклические рабочие нагрузки и циклы нагрева-охлаждения, трещина развивается дальше до поломки детали. Последствия и скорость развития трещины зависят от типа детали, материала и сечения, по которому проходит трещина. Для коленчатых валов трещина, независимо от места ее образования, практически всегда приводит к разрушению детали и выходу двигателя из строя.

Установка на двигатель детали с трещиной приводит обычно к его неработоспособности (выходу из строя) сразу после первого запуска или через определенное время, т.е. к необходимости повторного ремонта. Кроме того, традиционные виды ремонта рабочих поверхностей детали с трещиной (шлифование, хонингование и т.д.) иногда приносят убытки ремонтному предприятию, так как деталь с трещиной (например, коленчатый вал) заведомо неремонтопригодна и требует замены. С учетом этого обнаружению трещин в деталях перед ремонтом должно быть уделено самое серьезное внимание.

Практика показывает, что далеко не все трещины на деталях удается найти визуально. Очень часто выявить трещину мешает загрязнение детали нагаром или смолами, сложный рельеф поверхности, малый размер трещины и т.п. Поэтому для получения достоверной информации о наличии трещин в ответственных деталях двигателя необходимо использовать специальные методы дефектоскопии (табл. 5) [24].

Т а б л и ц а 5

Методы определения трещин в деталях двигателя

№ п/п	Метод	Применение	Достоверность результатов	Трудоемкость	Стоимость специального оборудования
1	2	3	4	5	6
1	Цветной дефектоскопии (красок)	Детали из любых материалов, имеющие чистую гладкую поверхность	высокая	средняя	средняя

1	2	3	4	5	6
2	Ультразвуковой дефектоскопии	Детали из любых материалов преимущественно простой формы	высокая	высокая	высокая
3	Магнитной дефектоскопии	Детали из магнитных материалов	высокая	высокая	высокая
4	Магнитно-люминесцентной дефектоскопии	То же	высокая	высокая	высокая
5	Рентгеноскопии	Детали из любых материалов	высокая	высокая	очень высокая
6	Гидравлического испытания	Детали из любых материалов, имеющие внутренние полости	средняя	низкая	низкая
7	Пневматического испытания	То же	средняя	низкая	низкая
8	Проникающей жидкости	Детали из любых материалов, преимущественно простой формы с внутренней полостью	низкая	низкая	отсутствует
9	Предварительной обработки	Детали из материалов с низкой пластичностью (чугун, сталь)	низкая	низкая	отсутствует

Наиболее простым и дешевым является метод цветной дефектоскопии (или метод красок). Суть метода сводится к нанесению на деталь специального проникающего раствора красного цвета, а затем, после промывки детали, проявляющего раствора белого цвета. Проникающий раствор обладает очень высокой текучестью и заполняет трещину вследствие капиллярного эффекта. После нанесения проявляющего раствора контур трещин "проявляется" розовыми линиями на белом фоне.

Метод красок достаточно универсален и позволяет находить трещины шириной 0,001 мм в деталях из любых материалов. Его недостатком является сложность выявления трещин на шероховатой поверхности.

Метод магнитной дефектоскопии применяется только для деталей из чугуна и стали, обладающих магнитными свойствами. Деталь помещается в магнитное поле, где она намагничивается. Далее

на деталь наносится контрольный агент – специальный ферромагнитный порошок или суспензия. Если на поверхности детали имеется трещина, то магнитное поле в этом месте становится неоднородным, и образуется зона скопления ферромагнитных частиц, указывающая на дефект в материале.

Разновидностью метода является метод магнитно-люминесцентной дефектоскопии. Если в контрольный агент добавить флуоресцирующую пасту, то дефекты в материале будут отчетливо видны в темноте. Это облегчает их поиск и делает результаты проверки более достоверными.

Метод магнитной дефектоскопии дает хорошие результаты, в частности, для коленчатых валов и позволяет находить трещины, возникающие, например, при разрушении подшипников или нарушении ремонтных технологий (рис. 39).

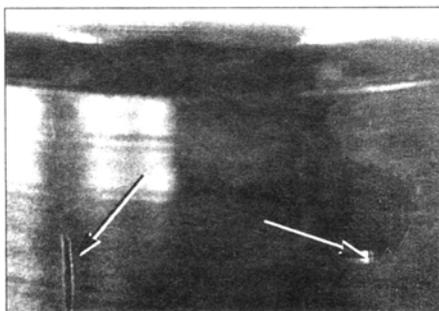


Рис. 39. Опасные трещины на шейке коленчатого вала, выявленные методом магнитной дефектоскопии

Ультразвуковая дефектоскопия основана на принципе отражения от дефектов ультразвуковых импульсов частотой 2...5 МГц, передаваемых в деталь. Отраженные импульсы преобразуются, усиливаются и передаются на экран прибора – ультразвукового дефектоскопа. Существуют также приборы для рентгеноскопического контроля деталей. Несмотря на большие возможности определения скрытых дефектов в любых материалах, эти методы не получили пока распространения в ремонтной практике из-за высокой цены оборудования и его ограниченной применимости для некоторых деталей.

Хорошо зарекомендовало себя испытание проникающей жидкостью. Метод основан на свойстве некоторых жидкостей, в частности, керосина, быстро проникать в поры и трещины. При наличии в детали сквозных дефектов керосин, залитый в ее внутреннюю полость, постепенно проявляется снаружи. Поверхность детали предварительно покрывается меловым раствором и высушивается. Недостатками метода являются трудность обнаружения дефектов в деталях сложной конфигурации, а также длительное время испытаний (до нескольких часов), если дефект слишком мал.

Помимо указанных методов на некоторых деталях удается выявить трещины, если выполнить обработку их поверхности. Например, после дробеструйной обработки поверхность детали становится сухой, чистой, матового серого цвета. При этом масло или керосин, заполняющие дефекты, через некоторое время проступают на поверхности, проявляясь в виде "жирных" линий. Предварительная обработка рабочих поверхностей деталей шлифованием, хонингованием или другими способами также выявляет трещины. Это связано с повышенной упругостью материала у трещины, в результате чего после обработки трещина образует явную "ступень" на поверхности (рис. 40). Иногда даже незначительные дефекты удается обнаружить самыми простым увеличительным стеклом.

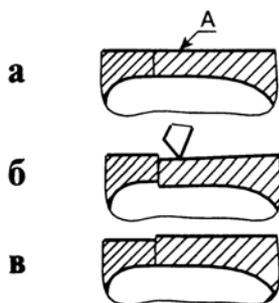


Рис. 40. Обнаружение трещины после обработки детали:
 а – деталь перед обработкой; б – отжим стенки детали инструментом;
 в – образование ступени после работы детали;
 А – обрабатываемая поверхность

Применимость описанных выше методов определяется возможностями ремонтного предприятия и квалификацией его персонала.

Чем шире используются методы дефектоскопии при ремонте, тем выше надежность отремонтированных двигателей и меньше количество отказов, связанных с возникновением и развитием дефектов в материале деталей.

5.2. Ремонт коленчатого вала в процессе эксплуатации

При подготовке к ремонту вала необходимо определить ремонтные размеры шеек и других поверхностей, шейки, которые следует восстанавливать, а также проверить и, если нужно, исправить базовые центровые фаски вала.

При дефектации коленчатых валов особое внимание следует обратить на деформацию (взаимное биение) коренных шеек, поскольку от этого зависит технология ремонта вала.

Величина взаимного биения коренных шеек порядка 0,08...0,10 мм является граничной с точки зрения технологической цепочки: при меньшем биении вал необязательно править и балансировать. При большем биении его следует править так, чтобы биение коренных шеек после правки не превышало указанной выше величины. При этом балансировка вала не потребуется. Если же вал не правится либо правкой не удалось добиться биения менее 0,1 мм, то балансировка обязательна. В противном случае не исключено, что после ремонта двигатель будет иметь повышенную вибрацию. В этой связи следует отметить, что правка особенно важна для валов V-образных двигателей, для которых динамическая балансировка нецелесообразна из-за очень высокой сложности, а статическая балансировка не дает необходимой точности.

Рассмотрим теперь, как определить ремонтные размеры шеек вала. При этом следует иметь в виду, что для подавляющего большинства двигателей, выпускаемых не менее пяти лет, можно найти вкладыши подшипников коленчатого вала с ремонтным уменьшением 0,25 и 0,50 мм. Для более старых двигателей часто имеются ремонтные размеры 0,75 мм, реже – 1,0 мм. Вкладыши ремонтных размеров 1,25 и 1,50 мм встречаются редко. Для относительно новых двигателей вкладыши некоторых ремонтных размеров (обычно 0,25 и 0,50 мм) могут поставляться в запасные части от фирм-производителей автомобилей [32].

Учитывая, что все способы восстановления коленчатых валов уменьшают надежность их работы, желательно шлифовать вал в один из существующих ремонтных размеров, даже если этот размер соответствует последнему ремонтному – уменьшенному на 0,75 мм, 1,0 мм и более. К восстановлению шеек следует прибегать только при таких износах, когда достигнут последний ремонтный размер, а другого (в том числе нового) вала приобрести не удастся.

Рассматривая возможные способы ремонта вала, следует иметь в виду расположение на валу сильно поврежденной шатунной шейки. Например, шатунная шейка последнего цилиндра испытывает нагрузки от крутящего момента всех цилиндров, в то время как первая шейка – только от первого. Однако характер этих нагрузок существенно различен. Так, если на последней шейке крутящий момент больше по величине, но и более сглажен, то на первой шейке он весьма неравномерен по углу поворота вала. Поэтому с точки зрения усталостной прочности нагрузки на первой шейке могут быть даже более опасными. Этим можно объяснить и тот факт, что поломки валов после ремонта по первой шатунной шейке встречаются чаще, чем по другим шейкам.

Определение ремонтных размеров малоизношенного (не более 0,1 мм) и недеформированного вала не представляет большого труда. При наличии справочной литературы или руководства для ремонта нетрудно найти стандартные размеры шеек. Далее из указанного размера вычитается ремонтное уменьшение (0,25; 0,50 и т.д.), в результате чего получается необходимый ремонтный размер (табл. 6).

В американской литературе размеры задаются в дюймах (1 дюйм равен 25,4 мм), поэтому ремонтные уменьшения имеют следующий ряд: 0,010, -0,020, -0,030 и т.д. Используется также сокращенное обозначение, например: -10, -20, -30 или -010, -020, -030 и т.д. Если размеры даны в миллиметрах, то рядом с числовым значением размера всегда ставится мм, если в дюймах – то никаких обозначений дюйма не дается (иногда ставятся буквы US). Ремонтное уменьшение величиной 0,010 в дюймах равно 0,254 мм, при этом отличие в 4 мкм от принятой в Европе и Азии величины 0,25 мм можно учитывать только для больших ремонтных уменьшений – 0,75 мм (0,030) и более.

Таблица 6

Основные параметры коленчатых валов двигателей

Параметры	Автомобили ВАЗ-2101-2107 и 2121	Автомобиль ВАЗ-1111
	Двигатель модели 2101-2105	Двигатель модели 1111
Диаметр коренных шеек, мм:		
- номинальный	50,795 _{-0,02}	50,819 _{-0,02}
- 1-й ремонтный размер	50,545 _{-0,02}	50,569 _{-0,02}
- 2-й ремонтный размер	50,295 _{-0,02}	50,319 _{-0,02}
- 3-й ремонтный размер	50,045 _{-0,02}	50,069 _{-0,02}
- 4-й ремонтный размер	49,795 _{-0,02}	49,819 _{-0,02}
Диаметр шатунных шеек, мм:		
- номинальный	47,834 _{-0,02}	47,85 _{-0,02}
- 1-й ремонтный размер	47,584 _{-0,02}	47,60 _{-0,02}
- 2-й ремонтный размер	47,334 _{-0,02}	47,35 _{-0,02}
- 3-й ремонтный размер	47,084 _{-0,02}	47,10 _{-0,02}
- 4-й ремонтный размер	46,834 _{-0,02}	46,85 _{-0,02}
Толщина вкладышей коренных и шатунных подшипников, мм:		
- номинальный	1,831 _{-0,007}	1,831 _{-0,007}
- 1-й ремонтный размер	1,956 _{-0,007}	1,956 _{-0,007}
- 2-й ремонтный размер	2,081 _{-0,007}	2,081 _{-0,007}
- 3-й ремонтный размер	2,206 _{-0,007}	2,206 _{-0,007}
- 4-й ремонтный размер	2,331 _{-0,007}	2,331 _{-0,007}
Осевой зазор, мм:		
- номинальный	0,06...0,24	0,06...0,24
- предельно допустимый	0,35	0,35
Биение, мм:		
- коренных шеек	макс. допустимое 0,03	не более 0,03
- шатунных шеек	не более 0,025	не более 0,025

Параметры	Автомобили ВАЗ-2108-2110
	Модель двигателя 2108-2112
Диаметр коренных шеек, мм: - номинальный; - 1-й ремонтный размер - 2-й ремонтный размер - 3-й ремонтный размер - 4-й ремонтный размер	50,819 _{-0,02} 50,569 _{-0,02} 50,319 _{-0,02} 50,069 _{-0,02} 49,819 _{-0,02}
Диаметр шатунных шеек, мм: - номинальный - 1-й ремонтный размер - 2-й ремонтный размер - 3-й ремонтный размер - 4-й ремонтный размер	47,85 _{-0,02} 47,60 _{-0,02} 47,35 _{-0,02} 47,10 _{-0,02} 46,85 _{-0,02}
Толщина вкладышей коренных подшипников, мм: - номинальный - 1-й ремонтный размер - 2-й ремонтный размер - 3-й ремонтный размер - 4-й ремонтный размер	1,831 _{-0,007} 1,956 _{-0,007} 2,081 _{-0,007} 2,206 _{-0,007} 2,331 _{-0,007}
Толщина вкладышей шатунных подшипников, мм: - номинальный - 1-й ремонтный размер - 2-й ремонтный размер - 3-й ремонтный размер - 4-й ремонтный размер	1,730 _{-0,007} 1,855 _{-0,007} 1,980 _{-0,007} 2,105 _{-0,007} 2,230 _{-0,007}
Овальность и конусность, мм: - после шлифования	0,03 max не более 0,005

Продолжение табл. 6

Параметры	Автомобиль “Москвич-412”	ГАЗ-3110 «Волга» и модификации
	Модель двигателя МЗМА-412	Модель двигателя ЗМЗ-402, ЗМЗ-4021, ЗМЗ-4062
Диаметр коренных шеек, мм:		
- номинальный	59,973 _{-0,013}	62,00 ^{-0,035} _{-0,054}
- 1-й ремонтный размер	59,719 _{-0,013}	61,75 ^{-0,035} _{-0,054}
- 2-й ремонтный размер	59,465 _{-0,013}	61,50 ^{-0,035} _{-0,054}
- 3-й ремонтный размер	59,211 _{-0,013}	61,25 ^{-0,035} _{-0,054}
- 4-й ремонтный размер	58,957 _{-0,013}	—
Диаметр шатунных шеек, мм:		
- номинальный	52,012 _{-0,013}	56,00 ^{-0,025} _{-0,044}
- 1-й ремонтный размер	51,758 _{-0,013}	55,75 ^{-0,025} _{-0,044}
- 2-й ремонтный размер	51,504 _{-0,013}	55,50 ^{-0,025} _{-0,044}
- 3-й ремонтный размер	51,250 _{-0,013}	55,25 ^{-0,025} _{-0,044}
- 4-й ремонтный размер	50,996 _{-0,013}	—
Толщина вкладышей коренных и шатунных подшипников, мм:		
- номинальная	1,835 _{-0,006}	—
- 1-й ремонтный размер	1,962 _{-0,006}	—
- 2-й ремонтный размер	2,089 _{-0,006}	—
- 3-й ремонтный размер	2,216 _{-0,006}	—
- 4-й ремонтный размер	2,343 _{-0,006}	—
Осевой зазор, мм	-	0,06...0,36
Биение коренных шеек, мм	-	не более 0,04
Овальность до шлифования, мм	-	не более 0,01

Овальность после шлифования, мм	-	не более 0,005
---------------------------------	---	----------------

Параметры	Автомобили VW Passat с 1988 года	
	Двигатели	
	EZ(1,6 л); RF(1,6 л); KR(1,8 л); RF(1,8 л); 9F(1,8 л)	I(1,9 л); TD/RA/SB(1,6 л) – дизель
Диаметр шеек коренных подшипников, мм номинальный	54,00	54,00 ^{-0,022} _{-0,042}
1-й ремонтный размер	53,75	53,75 ^{-0,022} _{-0,042}
2-й ремонтный размер	53,50	53,50 ^{-0,022} _{-0,042}
3-й ремонтный размер	53,25	53,25 ^{-0,022} _{-0,042}
Диаметр шатунных шеек, мм: - номинальный	47,80	47,80 ^{-0,022} _{-0,042}
- 1-й ремонтный размер	47,55	47,55 ^{-0,022} _{-0,042}
- 2-й ремонтный размер	47,30	47,30 ^{-0,022} _{-0,042}
- 3-й ремонтный размер	47,05	47,05 ^{-0,022} _{-0,042}
Зазор коренных подшипников, мм: номинальный	0,03...0,08	0,03...0,08
предельно допустимый	0,17	0,17
Осевой зазор коленчатого вала, мм: номинальный	0,07...0,17	0,07...0,17
предельно допустимый	0,75	0,37
Зазор шатунных подшипников, мм: номинальный	0,02...0,076	0,03...0,06
предельно допустимый	0,12	0,37

Продолжение табл. 6

Параметры	Автомобили Mercedes-Benz 123W		
	Двигатели		
	M115.938 – 2,0 л; M115.954 – 2,3 л	M102.980 – 2,0 л; M102.920M – 2,3 л; M102.939; M102.982	M110.923 – 2,8 л
Диаметр коренных шеек, мм:			
номинальный	69,95...69,96	57,935...57,940	59,95...59,96
1 класс	-	57,940...57,945	-
2 класс	-	57,945...57,950	-
3 класс	-	57,950...57,955	-
4 класс	-	57,955...57,960	-
5 класс	-	57,955...57,960	-
1-й ремонтный размер	69,70...69,71	57,705...57,715	59,70...59,71
2-й ремонтный размер	69,45...69,46	57,455...57,465	59,45...59,46
3-й ремонтный размер	69,20...69,21	57,205...57,215	59,20...59,21
4-й ремонтный размер	68,95...68,96	57,955...57,965	58,95...58,96
Диаметр шатунных шеек, мм:			
номинальный	51,95...51,96	47,955...47,965	47,95...47,96
1-й ремонтный размер	51,70...51,71	47,705...47,715	47,70...47,71
2-й ремонтный размер	51,45...51,46	47,455...47,465	47,45...47,46
3-й ремонтный размер	51,20...51,21	47,205...47,215	47,20...47,21
4-й ремонтный размер	50,95...50,96	46,955...46,965	46,95...46,96
Ширина шатунных шеек, мм:			
номинальная	32,0...32,1	28,000...28,034	28,00...28,08
ремонтный размер	до 32,30	до 28,30	до 28,30
Расстояние между опорной поверхностью упорных полуколец	-	23,979...24,000	-

Параметры	Автомобили BMW – 3-я серия 1975-1982 гг.	
	Двигатели	
	с красным индексом	с голубым индексом
Диаметр коренных шеек, мм:		
номинальный	55,00 ^{-0,010} _{-0,020}	55,00 ^{-0,020} _{-0,029}
1-й ремонтный размер	54,75 ^{-0,010} _{-0,020}	54,75 ^{-0,020} _{-0,029}
2-й ремонтный размер	54,50 ^{-0,010} _{-0,020}	54,50 ^{-0,020} _{-0,029}
3-й ремонтный размер	54,25 ^{-0,010} _{-0,020}	54,25 ^{-0,020} _{-0,029}
Диаметр шатунных шеек, мм:		
номинальный	48,00 ^{-0,009} _{-0,025}	48,00 ^{-0,009} _{-0,025}
1-й ремонтный размер	47,75 ^{-0,009} _{-0,025}	47,75 ^{-0,009} _{-0,025}
2-й ремонтный размер	47,50 ^{-0,009} _{-0,025}	47,50 ^{-0,009} _{-0,025}
3-й ремонтный размер	47,25 ^{-0,009} _{-0,025}	47,25 ^{-0,009} _{-0,025}
Размер между щеками средней коренной шейки, мм:		
номинальный	30,00 ^{+0,064} _{+0,025}	30,00 ^{+0,064} _{+0,025}
1-й ремонтный размер	30,20 ^{+0,064} _{+0,025}	30,20 ^{+0,064} _{+0,025}
2-й ремонтный размер	30,40 ^{+0,064} _{+0,025}	30,40 ^{+0,064} _{+0,025}
3-й ремонтный размер	30,60 ^{+0,064} _{+0,025}	30,60 ^{+0,064} _{+0,025}
Радиальный зазор между вкладышами и коренными шейками, мм	0,030	0,070

Допустимый дисбаланс динамически отбалансированного коленвала без маховика, г·см, не более	50	50
--	----	----

Продолжение табл. 6

Параметры	Автомобили BMW – 3-я серия 1975-1982 гг.			
	Двигатели			
	с красным индексом		с голубым индексом	
Зазор между вкладышами и шатунными шейками	0,025...0,069		0,025...0,069	
Шероховатость поверхностей шатунных и коренных шеек, мкм	0,01...0,002		0,01...0,02	
Параметры	Автомобили BMW – 7-я серия 1986-1994 гг.			
	Двигатели			
	М30-В30 (до 1982 г.)	М30-В28, М30-В35	М30-В30 (с 1982 г.)	М70-В50
Диаметр коренных шеек, мм:				
номинальный	55,00 ^{-0,010} _{-0,020}	60,00 ^{-0,010} _{-0,020}	60,00 ^{-0,010} _{-0,020}	74,984 ^{-0,010} _{-0,020}
	55,00 ^{-0,020} _{-0,029}	60,00 ^{-0,020} _{-0,029}	60,00 ^{-0,020} _{-0,029}	74,990 ^{-0,020} _{-0,029}
1-й ремонтный размер	54,75 ^{-0,010} _{-0,020}	59,75 ^{-0,010} _{-0,020}	59,75 ^{-0,010} _{-0,020}	74,734 ^{-0,010} _{-0,020}
	54,75 ^{-0,020} _{-0,029}	59,75 ^{-0,020} _{-0,029}	59,75 ^{-0,020} _{-0,029}	74,740 ^{-0,020} _{-0,029}
2-й ремонтный размер	54,50 ^{-0,010} _{-0,020}	59,50 ^{-0,010} _{-0,020}	59,50 ^{-0,010} _{-0,020}	74,727 ^{-0,010} _{-0,020}
	54,50 ^{-0,020} _{-0,029}	59,50 ^{-0,020} _{-0,029}	59,50 ^{-0,020} _{-0,029}	74,773 ^{-0,020} _{-0,029}
3-й ремонтный размер	54,25 ^{-0,010} _{-0,020}	59,25 ^{-0,010} _{-0,020}	59,25 ^{-0,010} _{-0,020}	-
	54,25 ^{-0,020} _{-0,029}	59,25 ^{-0,020} _{-0,029}	59,25 ^{-0,020} _{-0,029}	-
Диаметр шатунных шеек, мм:				
номинальный	48,00 ^{-0,009} _{-0,025}	48,00 ^{-0,009} _{-0,025}	48,00 ^{-0,009} _{-0,025}	45,00 ^{-0,009} _{-0,025}
1-й ремонтный размер	47,75 ^{-0,009} _{-0,025}	47,75 ^{-0,009} _{-0,025}	47,75 ^{-0,009} _{-0,025}	44,75 ^{-0,009} _{-0,025}
2-й ремонтный размер	47,50 ^{-0,009} _{-0,025}	47,50 ^{-0,009} _{-0,025}	47,50 ^{-0,009} _{-0,025}	44,50 ^{-0,009} _{-0,025}

87	3-й ремонтный размер	$47,25_{-0,025}^{-0,009}$	$47,25_{-0,025}^{-0,009}$	$47,25_{-0,025}^{-0,009}$	-
----	----------------------	---------------------------	---------------------------	---------------------------	---

Параметры	Автомобили BMW – 7-я серия 1986-1994гг.			
	Двигатели			
	М30-В30 (до 1982 г.)	М30-В28, М30-В35	М30-В30 (с 1982 г.)	М70-В50
Номинальный диаметр гнезд коренных подшипников в блоке цилиндров, мм	60 ^{+0,010} 60,00 ^{+0,010} _{+0,019}	65,00 ^{+0,010} 65,00 ^{+0,010} _{+0,019}	65,00 ^{+0,010} 65,00 ^{+0,010} _{+0,019}	-
Радиальный зазор между вкладышами и коренными шейками, мм	0,030...0,070	0,030...0,068	0,020...0,046	0,026...0,078
Размер между щеками средней коренной шейки, мм: номинальный	30,00 ^{-0,064} _{-0,025}	30,00 ^{-0,064} _{-0,025}	30,00 ^{-0,064} _{-0,025}	31,00 ^{-0,064} _{-0,025}
1-й ремонтный размер	30,20 ^{-0,064} _{-0,025}	30,20 ^{-0,064} _{-0,025}	30,20 ^{-0,064} _{-0,025}	31,20 ^{-0,064} _{-0,025}
2-й ремонтный размер	30,40 ^{-0,064} _{-0,025}	30,40 ^{-0,064} _{-0,025}	30,40 ^{-0,064} _{-0,025}	31,40 ^{-0,064} _{-0,025}
3-й ремонтный размер	30,60 ^{-0,064} _{-0,025}	30,60 ^{-0,064} _{-0,025}	-	-
Допустимый дисбаланс динамически отбалансированного коленчатого вала без маховика, г·см (при n = мин ⁻¹)	50,0 (500)	25,0 (500)	25,0 (500)	25,0 (400)
Шероховатость поверхностей шатунных и коренных шеек, мкм	0,01...0,02			0,015
Зазор между вкладышами и шатунными шейками, мм	0,025...0,069		0,020...0,055	0,016...0,058
Осевой зазор коленчатого вала, мм	0,085...0,174		0,080...0,163	0,085...0,174
Допустимое биение средней коренной шейки при опоре на крайние шейки, мм	0,06		0,05	0,05

В практике ремонта двигателей иностранных автомобилей не редки случаи, когда литература по конкретному двигателю отсутствует (это возможно, например, для новых или редких моделей автомобилей). В этом случае определить ремонтные размеры коленчатого вала можно несколькими способами. Наиболее простой способ – установить ремонтные вкладыши в опору (постель) и затянуть крышку. Затем нутромером измерить внутренний диаметр подшипника в нескольких плоскостях.

Отклонение от цилиндрической формы не должно превышать 0,02...0,03 мм, в противном случае надо снять вкладыши и проверить геометрию постели – не исключено, что есть деформация.

Ремонтный размер вала рассчитывается по формуле

$$D_{p.вала} = D_{подш.мин} - \Delta_p, \quad (45)$$

где $D_{подш.мин}$ – минимальный измеренный внутренний диаметр подшипника, мм;

$\Delta_p = 0,03...0,05$ мм – рабочий зазор в подшипнике, мм.

Зазор в подшипниках – величина, наиболее сильно влияющая на результат ремонта. Так, при зазоре более 0,07...0,09 мм увеличивается шум двигателя, может несколько упасть давление масла. В то же время зазор менее 0,03 мм становится опасен задирами и заклиниванием подшипника. Кроме того, меньший зазор требует высокой точности обработки постели, в то время как после длительной работы и особенно после непродолжительного перегрева геометрия постели уже не будет идеальной. Вследствие этого не следует стремиться к очень малым зазорам.

Другой способ определения ремонтного размера шейки предполагает последовательное измерение сопряженных деталей. Диаметр постели D_{II} измеряется нутромером, а затем с помощью микрометра определяется толщина вкладыша $\delta_{вкл}$. Измерения толщины вкладыша выполняются ближе к его середине. Далее находится ремонтный диаметр шейки вала:

$$D_{p.вала} = D_{II} - 2 \cdot \delta_{вкл} - \Delta_p. \quad (46)$$

При этом следует учитывать отклонения формы постели – зазор нигде не должен быть меньше 0,03 мм.

Для сильно изношенных валов (износ шеек более 0,10...0,15 мм) определение ремонтного уменьшения диаметра шеек имеет особенности. Если вал недеформирован или правился, то основное внимание должно быть уделено шатунным шейкам. Так, максимально возможный ремонтный диаметр зависит от износа и овальности шейки. Практика показывает, что сильно изношенные шейки всегда овальны, причем максимальный износ наблюдается в направлении, близком к радиусу кривошипа. Обозначим через δ максимальный диаметральный износ шейки:

$$\delta = d_0 - d_{min} \quad (47)$$

где d_{min} – минимальный размер шейки, мм;

d_0 – номинальный диаметр вала, мм.

Овальность шейки δ' можно определить из выражения

$$\delta' = d_{max} - d_{min}, \quad (48)$$

где d_{max} – максимальный размер шейки, мм.

При условии сохранения хода поршня максимально возможный ремонтный диаметр шейки будет равен:

$$d_{pmax} = d_0 - \delta - \delta' - \delta_u, \quad (49)$$

где δ_u – минимальный припуск на шлифование (0,05...0,10 мм в зависимости от состояния поверхности шейки).

Анализ этой формулы показывает, что даже если, например, максимальный износ шейки 0,15 мм, а овальность 0,1 мм, то шейка вала вряд ли может быть прошлифована под ближайший ремонтный размер (уменьшение на 0,25 мм).

Расчет показывает, что даже при небольшом повреждении шатунной шейки из-за разрушения шатунного подшипника использовать ремонтное уменьшение 0,25 мм оказывается проблематичным. Однако при оценке ремонтного уменьшения диаметров шеек необходимо ориентироваться в первую очередь на минимальный съем металла, а условия равенства радиусов кривошипов или общая ось попарно расположенных шеек второстепенны, но весьма желательны, особенно с точки зрения уравновешенности вала.

В зависимости от деформации (биения) вала способы ремонта будут следующими:

1) биение до 0,08...0,10 мм – традиционный ремонт – шлифование всех шеек в ремонтный размер 0,25 или 0,50 мм, возможно исправление передней центральной фаски;

2) биение 0,10...0,20 мм – шлифование в ремонтный размер 0,25-0,50 мм, возможны наплавка хвостовика и шлифовка от новой базы, не исключена необходимость шлифования торцевых поверхностей вала, балансировка;

3) биение 0,20...0,40 мм и более – аналогично, но ремонтный размер шеек вала 0,50 мм или больше, возможна наплавка коренных шеек с биением более 0,40 мм, обязательны наплавка хвостовика, шлифование торцевых поверхностей, балансировка.

Валы двигателей MERCEDES-BENZ модели M110 имеют на передней щеке коленчатого вала дополнительный противовес, закрепленный на валу с помощью стальных заклепок. Перед ремонтом такого вала необходимо высверлить заклепки и снять противовес, поскольку он мешает подвести шлифовальный круг к первой шатунной шейке. После ремонта вала противовес должен быть установлен на место на новых заклепках, выполненных из мягкой стали (например, из стали 20).

Коленчатые валы с сильно изношенными и перегретыми шейками, как правило, имеют деформацию по этим шейкам, что накладывает определенные ограничения на технологию их ремонта. Практика показывает, что после шлифования поврежденных шеек коленчатый вал с течением времени может деформироваться, вследствие чего взаимное биение коренных шеек увеличится в несколько раз. Нагрев вала при работе двигателя в таких случаях может вызвать дополнительную деформацию.

Указанный эффект возникает из-за напряжений в поверхностном слое шейки вследствие неравномерного нагрева и охлаждения и ударных нагрузок при разрушении подшипника. При шлифовании изменяются величина и распределение напряжений в материале шейки, что приводит к постепенной деформации вала, значительно снижающей качество ремонта.

Чтобы исключить или максимально ограничить деформацию вала после ремонта, рекомендуются следующие операции:

- предварительная термообработка перед шлифованием – выдержка при 180°C в течение 3...4 часов с медленным охлаждением;
- шлифование коренных шеек только после шлифования шатунных;
- термообработка после шлифования шатунных шеек перед шлифованием коренных.

Выполнение подобных операций сопряжено с большими затратами времени и необходимостью применения специального термического оборудования. Поскольку это не всегда возможно сделать, можно упростить технологию ремонта, применив специальный порядок шлифования вала [26]:

- предварительное шлифование коренных шеек ("как чисто", но с припуском не менее 0,1 мм для окончательной обработки);
- шлифование шатунных шеек;
- выдержка в течение нескольких часов, контроль деформации вала (на призмах по индикатору);
- окончательное шлифование коренных шеек.

Предварительное шлифование коренных шеек необходимо также и по другой причине. Так, если вал деформирован, то после предварительного шлифования коренных шеек и вспомогательных поверхностей они могут быть базовыми для шлифования шатунных шеек. Если данный порядок нарушен и у деформированного вала сразу шлифуются шатунные шейки, то нельзя обеспечить параллельности их осей и оси коренных шеек (нет базы). В то же время шлифовать коренные шейки в окончательный размер перед шатунными не рекомендуется. При шлифовании поверхностей слой металла испытывает термосиловое воздействие от абразивного круга, что может стать причиной деформации вала по коренным шейкам. И хотя эта деформация мала (не более 0,01...0,02 мм), качество ремонта будет снижено.

Шатунные шейки шлифуются в специализированных станках для шлифования коленчатых валов. Такие станки имеют центросместительные приспособления с патронами (рис. 41), позволяющие сместить ось коренных шеек от оси вращения вала в станке так, чтобы эта ось вращения совпала с осью обрабатываемой шатунной шейки.

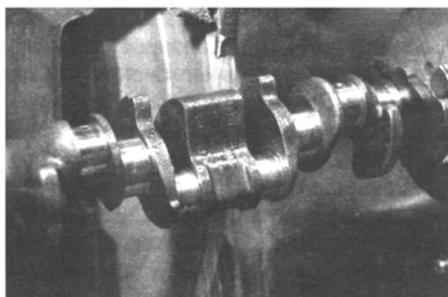


Рис. 41. Шлифование шатунных шеек коленчатого вала

При шлифовании шатунных шеек наиболее важно обеспечить параллельность их осей относительно коленчатого вала (коренных шеек). Максимально допустимой непараллельностью следует считать величину 0,1 мм на 1 м. В этом случае на длине шатунной шейки 25 мм непараллельность составит 0,0025 мм. Непараллельность шатунных и коренных шеек определяется, с одной стороны, типом станка и его техническим состоянием, а с другой, – квалификацией шлифовщика.

У многих коленчатых валов двигателей иностранных автомобилей ширина шеек мала (20...22 мм), что требует применения на станках достаточно узких шлифовальных кругов. При шлифовании не допускается касание кругом торцевых поверхностей (щек) коленчатого вала. Надо стремиться к тому, чтобы не повредить галтели – поверхности перехода от шейки к щеке. На тех валах, где нет канавок для выхода шлифовального круга, круг должен иметь радиусы не меньшие, чем у галтелей. Этими требованиями пренебрегать не следует, поскольку любое повреждение галтелей может привести к усталостному разрушению вала.

Как уже указывалось, во избежание деформации вала коренные шейки должны шлифоваться только в центрах. Наибольшую точность дает шлифование в неподвижных центрах с постоянным (но регулируемым) поджимом вала одним из центров. Привод вала (вращение) обеспечивается специальным поводком. Не все специализированные станки для шлифования коленчатых валов, имеющиеся на отечественных ремонтных предприятиях, обеспечивают такие условия, поэтому для коренных шеек можно использовать универсальные круглошлифовальные станки.

При сжатии центрами коленчатый вал деформируется тем сильнее, чем меньше его диаметр и больше усилие сжатия. Проверить и подобрать величину последнего можно предварительным шлифованием коренных шеек с последующей проверкой биения на призмах или в центрах (но без усилия прижатия). Данный вопрос имеет очень важное значение для обеспечения требуемого качества ремонта.

Альтернативным способом шлифования коренных шеек является шлифование с одним центром. При этом хвостовик вала устанавливается в неподвижный центр, а вал зажимается в патроне по поверхности заднего сальника. Закрепление одной из поверхностей вала в патроне требует очень точной его установки по минимальному биению этой поверхности (не более $0,02...0,03$ мм). При этом опора с другой стороны на центр обеспечивает отсутствие деформации вала, что всегда имеет место, если обе стороны вала установлены в патронах.

Для шлифования коренных шеек необходимы различные центры, включая укороченные для коротких центровых отверстий. Большое значение имеет состояние центровых фасок на самом валу. Так, после некачественной разборки двигателя и исправления центровых фасок на ее поверхности возможны различные дефекты, вследствие чего нет хорошего прилегания центра к фаске. Это является одной из причин появления овальности на коренных шейках после ремонта (до $0,02...0,04$ мм).

Некоторые шлифовщики для установки вала в станке используют различные технологические втулки, от поверхностей которых ведут обработку коренных шеек (рис. 42). Это является принципиальной ошибкой – втулка всегда дает дополнительное биение хвостовика за счет погрешности изготовления самой втулки и ее установки на вал, поэтому подобные способы всегда снижают качество ремонта вала.

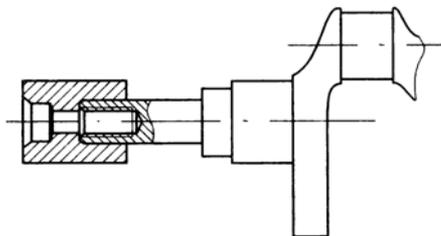


Рис. 42. Технологическая втулка, устанавливаемая на хвостовик для его шлифования

После шлифования коренных шеек и торцевых (упорных) поверхностей могут быть прошлифованы хвостовик и поверхности под сальники. Для деформированных валов это обязательно, для недеформированных следует ориентироваться на состояние и биение соответствующих поверхностей. Обычно биение более 0,02 мм требует обработки поверхностей под сальники. Это не значит, что надо шлифовать эти поверхности до тех пор, пока не исчезнут все круговые риски. Кольцевая канавка от сальника вполне может быть оставлена, поскольку новый сальник обычно устанавливается в другое место.

На некоторых ремонтных предприятиях для ремонта поверхности под сальник практикуется напрессовка тонкой стальной втулки на соответствующую поверхность вала. Этот способ имеет ограниченное применение, т.к., улучшая качество поверхности, он не исправляет ее биения относительно коренных шеек. При недостаточной твердости материала втулка быстро изнашивается в зоне контакта с сальником, после чего уплотнение нарушается. Кроме того, при установке втулки увеличивается диаметр уплотняемой поверхности, что также ухудшает качество и ресурс уплотнения.

При шлифовании шеек необходимо обеспечить правильную геометрию обрабатываемых поверхностей. Так, допустимые значения овальности и конусности любой шейки не должны превышать 0,01 мм. Обычно недопустимые отклонения формы (в основном, овальность) имеют место из-за плохого технического состояния станка и недостаточной квалификации шлифовщика. В частности, искажение геометрической формы может быть следствием сильного нажима шлифовального круга на шейку, а также вибрации вала.

В эксплуатации встречаются случаи износа посадочной поверхности шестерен и шкива на хвостовике вследствие ослабления затяжки центрального болта (гайки). При этом нередко разбивается гнездо шпонки на хвостовике. В такой ситуации ремонт выполняется по следующей схеме:

- растачиваются "как чисто" посадочные поверхности деталей, расположенных на хвостовике, с соблюдением требования взаимного биения посадочных и рабочих поверхностей не более 0,01...0,02 мм;

- наплавляется хвостовик, для чего необходимо гнездо шпонки предварительно заполнить медью (сделать медную шпонку), что позволяет получить хорошее качество поверхности около шпоноч-

ного паза, а также защитить паз от дополнительных повреждений при наплавке;

- хвостовик шлифуется в размер, обеспечивающий зазор 0,01...0,02 мм с отверстиями деталей, установленными на нем, при этом должна быть обеспечена соосность с опорными шейками вала (взаимное биение не должно превышать 0,03 мм);

- ударами тупого стержня выбивается медная шпонка, а края паза обрабатываются алмазным надфилем;

- если шпоночный паз сильно поврежден, то шпонка может быть установлена на эпоксидной или иной синтетической композиции. При ремонте шпоночных пазов следует помнить, что в большинстве конструкций шпонки являются установочными, а не силовыми элементами. Это значит, что шкивы, звездочки или шестерни устанавливаются по шпонкам, а удерживаются от проворачивания усилием затяжки болта.

После шлифования шеек вала их необходимо полировать. Поверхности шеек после шлифования не имеют, как правило, необходимого качества поверхности, а это дает повышенный износ вкладышей или втулок подшипников в процессе первоначальной приработки. Кроме того, смазочные отверстия, выходящие на поверхность шейки, после шлифования обычно имеют острые края и могут повредить мягкий материал вкладыша.

Полирование (доводка) шеек вала после ремонта может выполняться различными способами [34]. Общим для них является использование мелкого абразивного полотна с зернистостью 2...5 мкм, закрепляемого в специальном приспособлении, или абразивной пасты. Один из простейших вариантов такого приспособления представляет собой специальные щипцы с длинными ручками и узкими (шириной 20 мм) деревянными башмаками, на внутреннюю радиусную поверхность которых наклеен толстый (5...10 мм) слой войлока. Абразивное полотно смазывается маслом и зажимается щипцами между войлоком (рис. 43) и шейкой вала, после чего вращением вала в течение нескольких минут осуществляется доводка шейки. Для доводки валов с диаметрами шеек от 40 до 70 мм достаточно 4...5 комплектов башмаков различного радиуса, т.к. толстый слой войлока на башмаке обеспечивает хорошее прилегание к шейке в некотором диапазоне ее диаметров. При доводке шеек необходимо обеспечить минимальный съем металла (несколько микрон).

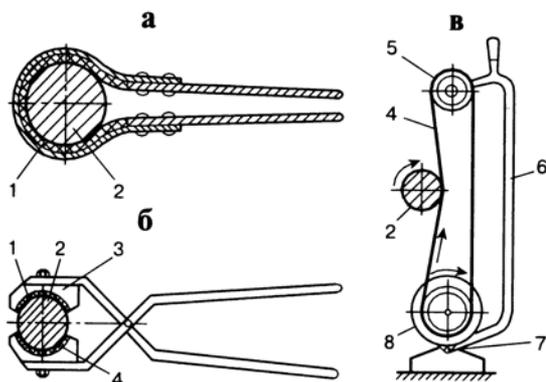


Рис. 43. Приспособления для полирования шеек валов:
 а, б – простейшие ручные; в – с электроприводом;
 1 – войлочное полотно; 2 – шейки вала; 3 – башмак; 4 – абразивное полотно;
 5 – ролик; 6 – кронштейн; 7 – шарнир; 8 – электродвигатель

Ремонт любого вала должен заканчиваться контролем всех размеров и биения шеек. Неполный (или недобросовестный) контроль отремонтированного вала может значительно снизить качество ремонта всего двигателя в целом и надежность его работы в эксплуатации.

6. ВОССТАНОВЛЕНИЕ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

6.1. Восстановление шеек валов методами наплавки

По мере изнашивания элементов подшипникового узла коленчатого вала (шейки и вкладыши) увеличивается зазор, что приводит к возникновению ударных нагрузок, ухудшению смазывания, появлению трещин. Предотвращение развития усталостных повреждений возможно путем перешлифовки вала под последующий ремонтный размер и выбора соответствующих вкладышей. Однако более радикальным путем является нанесение на шейки слоя металла с последующей механической обработкой в номинальный размер [35].

Возникновение трещин на галтелях и шейках значительно снижает сопротивление усталости, и валы с таким дефектом не подлежат восстановлению. Изношенные валы, перешлифованные до последнего ремонтного размера, но пригодные для восстановления путем нанесения покрытий до номинальных размеров, составляют 65...75 % [36]. Классификация известных в настоящее время способов восстановления коленчатых валов представлена на рис. 44.

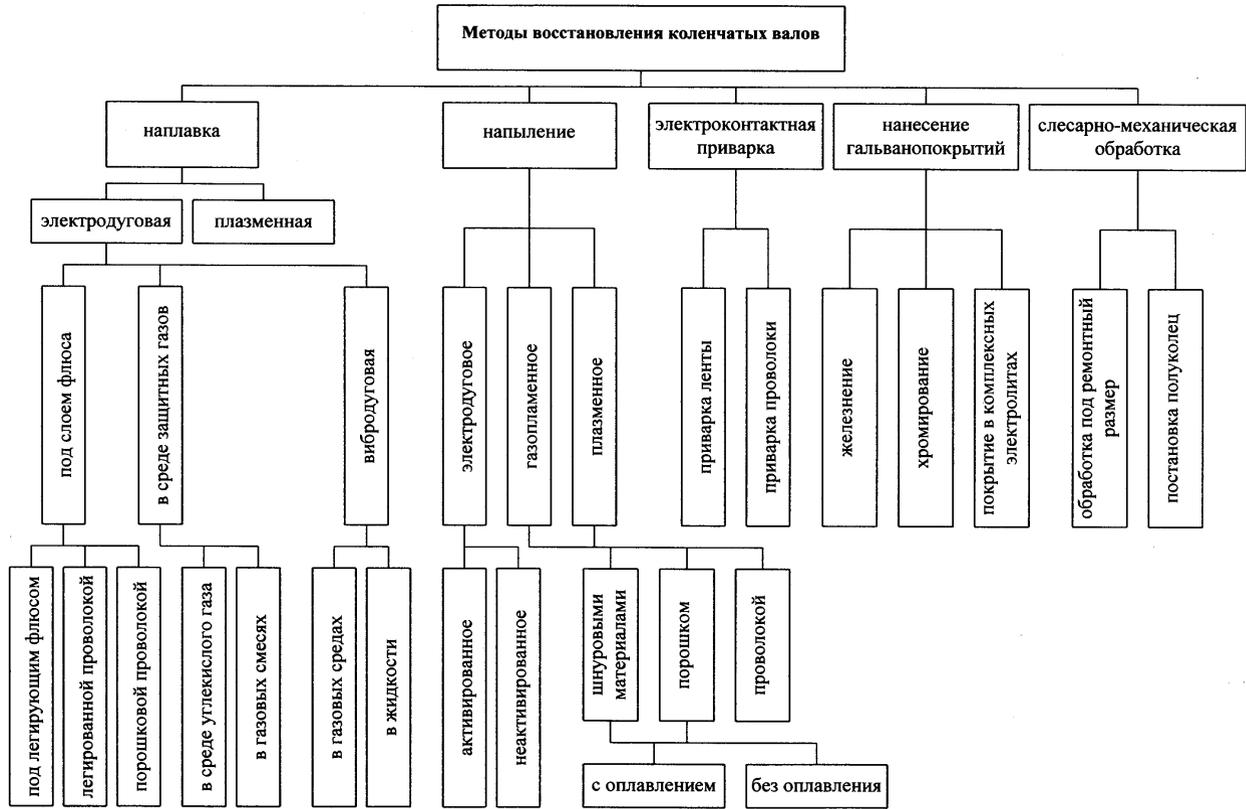


Рис. 44. Используемые на практике методы восстановления коленчатых валов

По данным, представленным в работах [37, 38], до 1987 года на ремонтных предприятиях СССР различные способы восстановления коленвалов ДВС применялись в следующих соотношениях, %: наплавка под слоем флюса, вибродуговая наплавка и наплавка в среде CO_2 – 58; наплавка порошковыми проволоками и лентами – 14; гальваническая обработка – 6; электродуговая металлизация – 6; плазменная наплавка – 4; газопламенное напыление – 4; плазменное напыление – 4; электроконтактная приварка и припекание – 3; другие способы – 2. Эти данные не могут быть однозначно использованы для оценки применения способов восстановления при ремонте ДВС легковых автомобилей, поскольку в выборку входят валы двигателей тракторов, компрессоров и грузовых автомобилей. В 1990-х годах в странах СНГ не проводился анализ применимости различных методов восстановления в практике ремонта коленчатых валов.

На ряде предприятий ВНПО «Ремдеталь» для восстановления коленчатых валов использовали разновидности дугового способа наплавки под слоем флюса (рис. 45), которые можно разделить на две группы: 1) наплавка проволокой типа Нп-30ХГСА под слоем флюса АН-348А с применением различных вариантов термообработки (отпуск, закалка, отжиг и нормализация); 2) способы, предусматривающие в качестве легирующего материала применение стандартного флюса АН-348А, в который добавляют легирующие элементы в виде феррохрома, феррованадия, алюминия и др. Недостатками этих способов являются их высокая трудоемкость и необходимость применения специального электротермического оборудования, что целесообразно лишь в условиях крупносерийного производства. Кроме того, автоматическая наплавка эффективна в тех случаях, когда нужно наплавить слой толщиной более 2 мм.

При наплавке могут возникать следующие дефекты [38, 39]: неравномерность ширины и высоты наплавленного валика из-за износа мундштука или подающих роликов, чрезмерного вылета электрода; наплыв металла вследствие слишком большой силы тока или недостаточного смещения электродов с зенита; поры в наплавленном металле; неустойчивая дуга как следствие ненадежного контакта.

Лучшие результаты, по мнению авторов работы [40, 41], дает использование при наплавке порошковой проволоки, в состав которой входят феррохром, ферротитан, ферромарганец, графитовый и железный порошки. При введении в проволоку флюсов возможна на-

плавка без флюсовой или газовой защиты. Источниками питания дуги являются трансформаторы с жесткой внешней характеристикой (ВДУ-504, ВДУ-301).

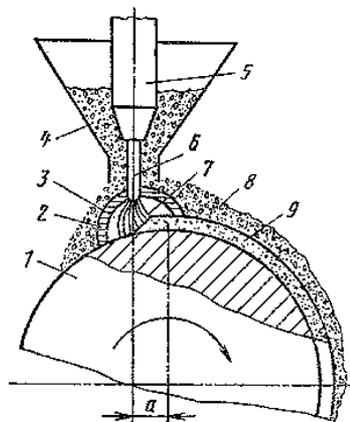


Рис.45. Схема автоматической наплавки под флюсом коленчатых валов:
 1 – наплавляемая деталь; 2 – оболочка жидкого флюса; 3 – эластичная оболочка;
 4 – бункер с флюсом; 5 – мундштук; 6 – электрод; 7 – электрическая дуга;
 8 – шлаковая корка; 9 – наплавленный металл; а – смещение с зенита

В значительной степени от остальных способов наплавки шеек коленвалов отличается наплавка в среде CO_2 [42]. Для этого метода не требуется использование флюсов и электродных покрытий, поскольку дуга горит в струе газа, вытесняющего воздух из плавильного пространства. Наплавку выполняют на постоянном токе обратной полярности, шаг валиков – 2,5...3,5 мм. Источники питания имеют жесткую внешнюю характеристику и скорость нарастания силы тока короткого замыкания 70...110 кА/с.

В большинстве публикаций, посвященных наплавке шеек коленвалов, отмечается, что наилучшие результаты получаются при использовании порошковых твердых сплавов, обладающих высокой износостойкостью [42, 43]. Однако при этом возможно образование хрупких слоев в зоне сплавления с основой. Предложено усложнить технологию и наплавлять вначале подслои из более пластичного наплавочного материала из низкоуглеродистой стали (Св-08А, Св-08Г2, Св-08Г2С), а затем – износостойкий материал, который обеспечивает требуемые поверхностные свойства [44]. Назначение под-

слоя – уменьшить переход углерода из основного металла в наплавляемый, не допустить образования хрупких кристаллизационных трещин, то есть обеспечить требуемый уровень свойств в зоне сплавления наплавочного материала с основой.

Одной из разновидностей методов наплавки является плазменная наплавка [45, 46]. Между вольфрамовым электродом и соплом (анодом) зажигается вспомогательная сжатая дуга косвенного действия, обладающая электропроводимостью и при соприкосновении с токоведущей обрабатываемой деталью образующая сжатую дугу прямого действия. Эта схема применяется также при плазменной сварке и резке металла. При использовании наплавочной проволоки к ней подводят потенциал (наплавка токоведущей проволокой) и сжатая дуга используется главным образом для плавления проволоки, а не для нагрева детали (рис. 46).

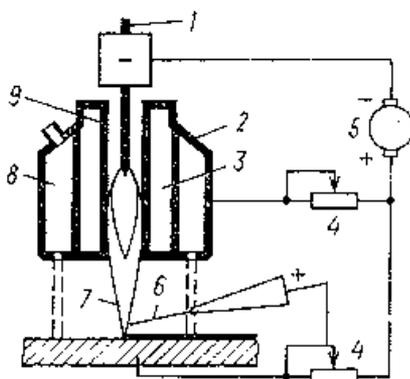


Рис. 46. Схема плазменной наплавки с присадочной проволокой:

- 1 – вольфрамовый электрод; 2 – плазмотрон; 3 – вода; 4 – балластные реостаты;
- 5 – источник питания; 6 – токоведущая проволока; 7 – плазменная струя;
- 8 – защитный газ; 9 – плазмообразующий газ;
- подвод тока к детали в случае наплавки прямой дугой

Для восстановления коленчатых валов использовали комбинированный способ плазменной наплавки, то есть помимо проволоки для формирования покрытий использовали порошки самофлюсующихся твердых сплавов на никелевой основе (рис. 47) [47]. Этим, по мнению разработчиков, не только повышалась износостойкость, но и обеспечивалось образование сжимающих напряжений за счет ау-стенитно-мартенситных превращений в слое.

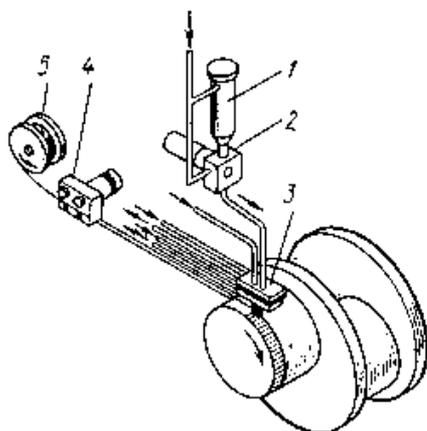


Рис. 47. Схема плазменной наплавки шейки коленчатого вала:

1 – порошковый питатель; 2 – привод порошкового питателя;

3 – плазмотрон; 4 – привод подачи проволоки;

5 – кассета с электродной проволокой

Согласно данным, приведенным в работах А.И. Сидорова [43, 47], при использовании методов наплавки (в среде CO_2 , под слоем флюса и т.п.) без последующей термообработки на галтелях между шейками и щеками образующаяся зона сплавления имеет низкую пластичность. В зоне термического влияния из-за резкой структурной неоднородности (на шейках – мартенсит с твердостью 60 HRC, на щеках – перлит с твердостью 170 HB) возникают трещины, микротрещины, усиливается концентрация напряжений, снижается сопротивление усталости. При этом из-за значительного термического влияния (глубина проплавления около 2 мм) происходит деформация вала. Таким образом, несмотря на то, что в наплавленном слое образуется структура мартенсита, обеспечивающая сжимающие напряжения, низкая пластичность в зоне сплавления служит основной причиной снижения сопротивления усталости. Отмечается [43], что отрицательное влияние на сопротивление усталости могут оказывать растягивающие напряжения, вызванные различными коэффициентами термического расширения у основы и наплавляемого материала.

Однако в работах [40, 48] утверждается, что наплавка может являться единственно приемлемым методом восстановления шеек коленчатых валов, если осуществлять последующее упрочнение галтелей методами ППД. Показано, что предел выносливости валов,

восстановленных наплавкой проволокой Св-08Х20Н9Т с последующим упрочнением галтелей, составляет 106 % от предела выносливости новых и в 1,84 раза выше предела выносливости валов, наплавленных проволокой Нп-30ХГСА. Положительные результаты, полученные в ходе эксплуатации валов, восстановленных наплавкой, отмечаются также в работах [38, 45].

Расчеты, проведенные в Митинском филиале КТБ «Авторемонт» [48], показали, что средний ресурс двигателя типа ЗМЗ-53 по критерию усталости составляет около 360 тыс. км. К этому пробегу 55% валов выйдут из строя. Остаточный их ресурс по усталости после первого ремонта составляет около 160 тыс. км, а требуемый экономически целесообразный остаточный ресурс должен быть порядка 320...480 тыс. км. Недостаточный исходный ресурс новых валов по усталости позволил авторам сделать вывод о нецелесообразности восстановления валов методами наплавки, как снижающими сопротивление усталости.

Того же мнения придерживается автор работы [49], который отмечает, что в случае электродуговой наплавки легированными проволоками с использованием легированных флюсов обеспечивается восстановление геометрических параметров, но снижается предел выносливости по сравнению с предельно изношенными более чем на 12 %. Этот вывод был сделан на основании обработки результатов широкомасштабных испытаний валов, наплавленных пружинной проволокой под слоем легированного флюса (Чарджоуский РМЗ), наплавленных проволокой Св08А под слоем ферромагнитной шихты (Егорьевское РТП), наплавленных электроконтактной приваркой порошковых материалов (Тайчинский РМЗ). В итоге автор рекомендует постепенно заменять методы электродуговой наплавки на технологию «холодного» напыления.

6.2. «Холодные» методы восстановления валов

Все дуговые методы нанесения покрытий на шейки валов обладают одним существенным недостатком, а именно – очень большим тепловложением в деталь, что отрицательно сказывается на физико-механических характеристиках слоя.

Меньший нагрев вала обеспечивают методы контактной приварки и припекания. Суть этих процессов заключается в приваривании

к шейке мощными импульсами тока стальной ленты (рис. 48), проволоки или припекании порошка [50-53]. Процесс осуществляют на контактно-шовных машинах. Рабочие электроды изготавливают из медных сплавов типа БрХ1, БрВНТ1,9 и др. При контактной сварке металл прогревается на малую глубину, что обеспечивает неизменность его химического состава, и отпадает необходимость в применении флюсов и защитных газов. Недостатками технологии являются низкая производительность и чувствительность процесса к омическому сопротивлению наносимого слоя (небольшие изменения электросопротивления вызывают резкое увеличение или понижение тока, которые изменяют характер формирования покрытия).

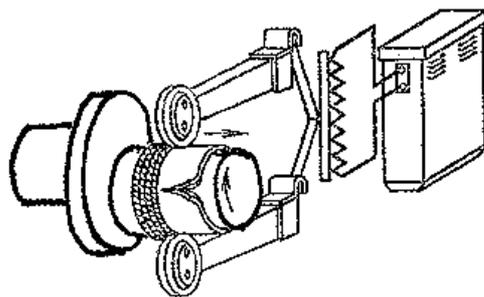


Рис. 48. Схема электроконтактной приварки металлической ленты к поверхности изношенной шейки вала

Отсутствием нагрева восстанавливаемых деталей отличаются технологии, использующие методы гальванического осаждения металла [38, 54]. Наиболее широко распространены хромирование, железнение и никелирование. Так, твердость электролитического железа достигает 8 ГПа, и детали после железнения можно подвергать термической и термодиффузионной обработке. Для повышения производительности процесса железнения шеек коленчатых валов предложено использовать неоднородное электрическое поле [54]. В основу способа положен принцип управления электролизом за счет изменения скорости миграции (доставки) ионов металлов к поверхности электрода, которая пропорциональна величине заряда и величине напряженности электрического поля, взятая со знаком, обратным знаку градиента электрического потенциала. Отмечается, что данная технология дешевле наплавки почти в 1,5 раза.

Недостатками гальванических методов являются их низкая производительность и все известные отрицательные последствия использования и утилизации электролитов. Кроме того, невозможно получить однородный слой толщиной более 1 мм.

6.3. Использование газотермического напыления при восстановлении автомобильных деталей

Анализ литературных источников, опубликованных в Беларуси, России и Украине за последние десять лет, показывает, что преобладающее количество работ по восстановлению коленчатых валов посвящено использованию методов газотермического напыления [55-64].

Несомненные преимущества методов напыления, заключающиеся в исключении перегрева вала (нагрева свыше 200°C), высокой производительности, возможности автоматизации, меньших припусках на окончательную механическую обработку, долго не могли быть реализованы из-за ошибок, допускаемых как при подготовке поверхности валов перед напылением, так и в процессе формирования покрытий [65, 66].

К способам газотермического напыления (ГТН) обычно относят газопламенное [67], плазменное [68], детонационное [69] напыление и электрометаллизацию [70], а также комбинации этих способов. Общее для всех этих методов – нагрев распыляемого материала до высокопластичного состояния или плавления, ускорение частиц или капель газовым потоком и последующее взаимодействие частиц с восстанавливаемой поверхностью. Отличаются методы видом нагрева напыляемого материала и способом ускорения частиц.

Основными параметрами напыленных покрытий, определяющими их качество, являются прочность сцепления с поверхностью детали и плотность слоя. Эти параметры зависят от множества факторов, характеризующих состав и свойства применяемого рабочего газа, наносимого материала, детали, окружающей среды, а также от режимов работы оборудования при подготовке наносимого материала и поверхности детали, при нанесении покрытия и его последующей обработке [38, 43, 67 – 79].

При газопламенном напылении (ГПН) источником тепловой энергии является газовое пламя, образующееся в результате горения смеси кислород – горючий газ (ацетилен, пропан-бутан, природный

газ и др.). Напыляемый материал подается в высокотемпературную зону пламени в виде порошка, гибкого шнура, проволоки, нагревается в факеле до плавления или высокопластичного состояния (в случае напыления тугоплавких порошков) и переносится на поверхность детали, формируя покрытие.

Сущность процесса электрометаллизации заключается в плавлении проволоки электрической дугой и распылении расплавленного металла сжатым воздухом. Активированная электродуговая металлизация отличается от обычной электрометаллизации тем, что распыление осуществляется продуктами сгорания газозвушной смеси, выходящими с большой скоростью (до 700 м/с) из специальной камеры сгорания, оснащенной соплом Лавалея [79].

При детонационном напылении частицы порошка под действием волны, возникающей при взрыве горючих газов, ускоряются и в момент контакта с подложкой имеют скорость около 1000 м/с. Этот метод обеспечивает наибольшую плотность покрытий и прочность сцепления с основой, однако малопроизводителен и относительно дорог.

Метод плазменного напыления заключается в расплавлении наносимого материала с помощью высокотемпературной струи, образуемой плазменной горелкой, и последующем распылении расплава потоком ионизированного газа. В плазменной горелке между катодом и водоохлаждаемым соплом-анодом возбуждается электрическая дуга, которая горит в потоке плазмообразующего газа (азота, водорода, аргона, смесей горючих газов с воздухом). Газ частично ионизируется и при высокой температуре (до 10000 К) истекает из сопла с большой скоростью, разгоняя напыляемые частицы до 300 м/с. Наиболее целесообразно использовать плазменное напыление при нанесении жаростойких, теплоизоляционных, износостойких покрытий из композиций металл – оксид, металл – керамика или тугоплавких материалов.

Прочность сцепления плазменных, газопламенных и металлизационных покрытий уступает детонационным, однако эти методы имеют большую производительность, большой коэффициент использования напыляемого материала и позволяют наносить слои толщиной от 0,05 до 8 мм.

Поскольку напыленное покрытие формируется путем последовательной укладки множества частиц, сопровождающейся их деформацией, структура и свойства покрытий отличаются от литых мате-

риалов того же состава. Факторами, обусловившими эти отличия, являются следующие структурные особенности [68, 71, 74]:

- в отличие от компактного материала, имеющего два типа границ (межзеренные и межфазные), – напыленное покрытие имеет еще три типа границ, определяющих его свойства (границы между деформированными частицами, межслойные границы и границы, разделяющие покрытие и подложку);

- кристаллизуясь и охлаждаясь индивидуально, частицы имеют строение, отражающее условия гетерогенной кристаллизации с развитием фронта растущих кристаллов в направлении, противоположном отводу тепла, т. е. перпендикулярно к поверхности формирования;

- при последовательной укладке частиц и слоев неизбежно образуются пустоты (поры);

- строение формируемого за один проход слоя неоднородно и определяется различной температурой и скоростью частиц, летящих в центральной и периферийных зонах потока.

Все вышеперечисленные факторы обуславливают возможность формирования методами ГТН рабочих поверхностей для деталей узлов трения, работающих в очень широком диапазоне нагрузок и скоростей.

В работах [75 – 78] указывается на перспективность метода напыления для получения износостойких антифрикционных покрытий. Авторы этих работ объясняют меньший износ покрытий по сравнению с литым сплавом наличием развитой пористости. Способностью удерживать жидкую смазку как в слое, так и на рабочей поверхности можно объяснить и тот факт, что время, в течение которого наступает заедание вала с газотермическим покрытием после прекращения подачи смазки, в 7-10 раз больше времени начала заедания обычного вала без покрытия, причем в первом случае заедание наступает равномерно. Для заполнения твердыми смазками открытых поровых каналов используют различные методы пропитки, втирания и т. п. [78].

Способность покрытий впитывать минеральные и синтетические масла [81], а затем генерировать жидкую смазку в зону трения при эксплуатации механизмов была использована в подшипниках судовых дизелей и газовых турбин, в коробках передач тракторов типа 150К [82], при восстановлении быстроизнашивающихся деталей тягового подвижного состава [83], шеек коленчатых ДВС [84, 85], подшипников водяных насосов [86], элементов механизмов сельскохозяйственных машин [87].

Для процессов газотермического напыления разработаны и выпускаются специальные композиционные материалы в виде порошков, проволок, шнуров, стержней, обладающие комплексом определенных заданных свойств, зависящих от их состава [88 – 91].

Некоторые технико-экономические показатели наиболее распространенных методов ГТН приведены в табл. 7.

Высокая стоимость порошковых материалов и энергоемкость оборудования для плазменного и детонационного напыления обуславливают экономические преимущества проволочных методов – газоплазменного и электрометаллизационного. Особенно эффективны эти методы при восстановлении деталей машин и механизмов общемашиностроительного профиля, то есть там, где не требуется наносить слои из керамики, жаропрочных композитов, а реставрации подлежат детали из сталей, чугунов, цветных металлов и их сплавов.

Важнейшим показателем, влияющим на выбор области рационального использования покрытия, является сохранение исходного химического состава материала проволоки. В публикациях, посвященных исследованию состава газотермических покрытий [73], отмечается, что при плазменном напылении и электродуговой металлизации происходит значительное уменьшение содержания легирующих элементов. Имея явные преимущества перед другими способами по производительности и удельной себестоимости, электродуговая металлизация обладает существенным недостатком, а именно: наблюдается выгорание легирующих элементов и термодеструкция твердых включений (карбидов, карбонитридов) в электрической дуге при нанесении покрытий из стальных проволок.

В процессе газотермического напыления (без последующего оплавления) не происходит сплавления частиц с подложкой, поэтому восстанавливаемым поверхностям придают шероховатость для обеспечения механического сцепления напыляемых частиц с микронеровностями подложки. Методы подготовки поверхности зависят от толщины покрытия, свойств распыляемой проволоки и материала детали, конфигурации и размеров поверхности, способа последующей обработки [68, 71, 73, 75]. Наиболее широко в практике ГПН применяют следующие методы подготовки поверхности [71, 74]: нарезка «рваной резьбы», нарезка канавок с разделкой типа «ласточкин хвост», струйно-абразивная обработка, обкатка деформирующим роликом.

Таблица 7

**ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕТОДОВ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО
НАПЫЛЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ**

Характеристики	Методы газотермического напыления							
	Газопламенный (горючий газ пропан-бутан)		Газопла- менный сверхзву- ковой «Jet-Kote» (порошок)	Электро- дуговая метал- лизация (проволо- ка)	Активиро- ванная электроду- говая ме- таллизация (проволока)	Плаз- менный (поро- шок)	Плаз- менный сверх- звуковой (поро- шок)	Детона- цион- ный (поро- шок)
	Проволока	Порошок						
Производительность напыления стального покрытия, кг/ч	4...6	5...8	до 10	10...14	до 25	6...8	До 8	2...3
Термический КПД, %	30...40	20...30	10...15	25...35	25...35	4...6	3...5	< 10
Максимальный коэф- фициент использова- ния материала	0,90	0,95	0,85	0,85	0,90	0,85	0,85	0,80
Скорость частиц, м/с	100...150	20...50	до 700	80...150	250...450	130...200	300...500	до 1000
Прочность сцепления с основой, МПа	35...50	20...30	70...100	30...45	40...80	35...55	70...100	до 160
Удельная себестои- мость, \$/кг	6...10	15...25	40...60	6...10	5...9	28...32	35...40	до 50

С конца 1980-х годов в СССР начали организовывать участки, оснащенные электрометаллизаторами, плазменными и газопламенными установками. В 1990 году на Дзержинском мотороремонтном заводе (Минская обл.) был запущен участок электродуговой металлизации, на котором наряду с тракторными валами восстанавливалась достаточно широкая номенклатура коленчатых валов автомобилей [92 – 95]. Аналогичные участки были организованы на авторемонтных заводах Минска, Гомеля, Полоцка [65, 96]. Появление технологии активированной электродуговой металлизации, позволяющей получать слои с прочностью сцепления до 55 МПа и плотностью до 95 %, расширило диапазон восстанавливаемых валов вплоть до тяжело нагруженных (двигатели «MAN»), ремонт которых был организован на Витебском АРЗ [97 – 99].

С началом организации в СССР промышленного производства плазмотронов для напыления порошков началось их широкое применение в авторемонтном производстве [100, 101]. В Беларуси основными разработчиками технологий плазменного напыления шеек коленвалов были сотрудники НИИ порошковой металлургии [84, 102], внедрившие процесс на Полоцком и Минском АРЗ.

Поскольку внутренняя цена на порошковые самофлюсующиеся материалы в СССР была относительно мала (8 руб//кг в ценах 1987 г.) [103], для восстановления валов стоимостью 70...100 руб. использовались достаточно дорогостоящие стационарные плазменные установки типа «Киев-7» [104]. Себестоимость восстановления валов на установках ИЭС им. Патона в ценах 1980-х годов составляла около половины стоимости вала, а при использовании более экономичных плазмотронов – не менее 30 % [105 – 107]. Применение многокомпонентных порошковых композиций при плазменном напылении позволило авторам работы [101] получить покрытие твердостью 35 HRC₃, но по износостойкости в 1,5 раза превышающее наплавленные слои твердостью 50 HRC₃. На Полоцком АРЗ в конце 1980-х годов использовалось плазменное напыление (плазмотрон мощностью 25 кВт) порошков следующего состава [102]: подслои из порошка марки ПН85Ю15, основной слой – смесь порошков ПН85Ю15 (20 %) + ПР-Н73Х16С3Р3 (50 %) + ПЖ-4М (30 %). В настоящее время стоимость плазменного напыления двух килограммов такой композиции (именно столько нужно в среднем для восстановления коленчатого вала ДВС легкового автомобиля) состав-

ляет около 48 \$. С учетом затрат на механическую обработку и налоги общая цена восстановленного таким методом вала приближается к стоимости нового изделия.

Для повышения физико-механических свойств покрытий из композиционных порошков, напыляемых плазменным методом на шейки коленвалов, рекомендовали использовать ультразвуковое упрочнение [100] или оплавление лучом лазера [108, 109]. Для применения этих рекомендаций в настоящее время необходим тщательный экономический анализ, поскольку увеличение стоимости технологии вряд ли покроет получаемые преимущества.

Газопламенное напыление, так же как и плазменное, стало успешно использоваться при ремонте автомобилей только после появления достаточно большого количества специализированного оборудования – установок типа УПТР (Минск), УППТ (Москва – Барнаул), Л-5405 (Киев) [104]. Первые участки оснащались порошковыми термораспылителями [110, 111], причем восстанавливались валы только легковых автомобилей. Повышение цен на порошковые материалы обусловило переоснащение участков на проволочное оборудование [112, 113], позволившее почти в пять раз снизить себестоимость процесса и расширить диапазон реставрируемых валов. Кроме того, качество слоев, напыленных порошками, по ряду параметров (пористость, адгезия) уступает проволочным покрытиям, что объясняется большими динамическими параметрами частиц при распылении проволок.

При восстановлении коленвалов используется также технология газопламенного напыления шнуровыми материалами, сочетающая в себе достоинства порошкового и проволочного методов [114]. Однако высокая стоимость шнуров (40...45 \$/кг) не позволяет рекомендовать данный способ к широкому применению в авторемонтном производстве.

Данные зарубежных источников [115, 116] свидетельствуют о том, что хотя фирмы-разработчики газотермического оборудования рекомендуют установки электрометаллизации и напыления для восстановления коленвалов, но в странах Западной Европы и США это широко не практикуется. Этот факт можно объяснить тем, что авторемонтные фирмы являются подразделениями производителей автомобильной техники и заинтересованы в сбыте таких дорогостоящих запасных частей, как коленчатые валы.

6.4. Особенности процесса газопламенного проволочного напыления и свойства покрытий

Анализ литературных данных показывает, что наиболее целесообразным и экономически эффективным методом восстановления рабочих поверхностей деталей, работающих в узлах трения скольжения, выполненных из сталей, чугунов и цветных сплавов, является метод газопламенного распыления проволочных материалов.

Принципиальная схема распыления проволок изображена на рис. 49. Напыляемый материал подают через центральный канал соплового наконечника термораспылительного пистолета. Попадая в кольцевое пламя, материал расплавляется и распыляется потоком сжатого газа (азота, воздуха), истекающего концентрично сопловому наконечнику.

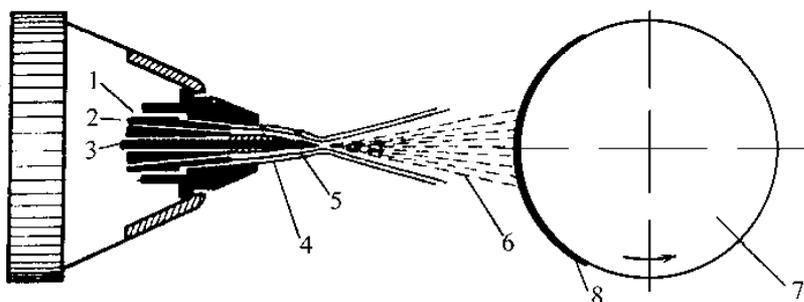


Рис. 49. Схема процесса газопламенного распыления проволочных материалов: 1 — воздух; 2 — горючая смесь; 3 — проволока; 4 — факел пламени; 5 — воздушный поток; 6 — поток частиц; 7 — деталь; 8 — покрытие

Одной из установок для газопламенного проволочного напыления, наиболее полно отвечающей всем требованиям технического и экономического характера, является установка для напыления проволочных материалов «ТЕРКО», разработанная в ИНДМАШ НАН Беларуси [79, 117, 118]. В комплект установки (рис. 50) входят: термораспылительный пистолет, малогабаритный блок управления подачей рабочих газов, блок управления электроприводом подачи проволоки, распылительные головки для работы на различных горючих газах (ацетилене или пропан-бутане).

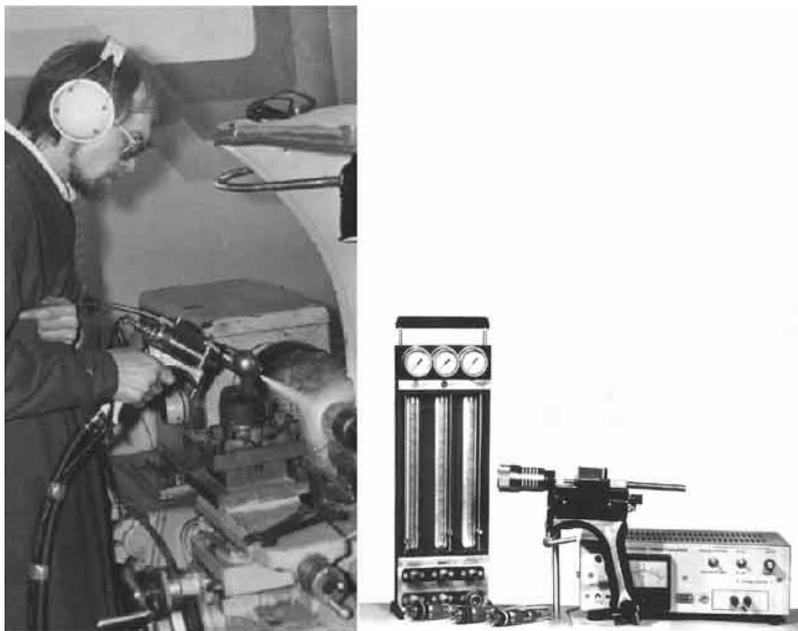


Рис. 50. Внешний вид установки проволочной термораспылительной «ТЕРКО»

Техническая характеристика установки «ТЕРКО»:

Диаметр распляемых проволок, мм	– 1,6...4,0
Скорость подачи проволоки, м/мин	– 0,4...20,0
Максимальное усилие протягивания проволоки, Н	– 125
Привод подачи проволоки	– электрический
Максимальное рабочее напряжение электродвигателя, В	– 27
Рабочее давление газов, МПа:	
кислород	– 0,2...0,4
ацетилен	– 0,1
пропан-бутан	– 0,1
воздух	– 0,4...0,5
Расход газов, м ³ /ч:	
кислород	– 4,0
ацетилен	– 1,0
пропан-бутан	– 1,0

воздух	– до 50
Габаритные размеры пистолета-термораспылителя, мм	– 278x106x240
Габаритные размеры блока ручного управления газами, мм	– 410x150x90
Вес пистолета, кг	– 2,5
Вес блока ручного управления, кг	– 2,85

Существенное влияние на качество покрытий оказывает конструкция распылительной головки пистолета «ТЕРКО», которая обеспечивает эффективный теплообмен между пламенем и напыляемым материалом, а также качественное смешение рабочих газов [117].

Как показали исследования [119, 120], основное влияние на плотность покрытий и прочность сцепления с основой оказывают степень динамической активации частиц распыленной проволоки, их температура и размер (дисперсность распыления).

Наибольшее влияние на скорость полета частиц распыленной проволоки и их размер оказывает расход воздуха (при условии сохранения оптимальных режимов горения факела и скорости подачи проволоки). Максимальное увеличение значений скорости полета частиц наблюдается с повышением расхода распыляющего воздуха от 0,20 до 0,36 м³/мин, при этом увеличивается и количество мелких фракций, обуславливающее плотность наносимых покрытий. Однако с ростом количества мелких и ультрамелких частиц наблюдается снижение коэффициента использования напыляемого материала (при наличии 80 % частиц размером менее 10 мкм коэффициент использования материала снижается до 55 %) [118 – 122]. Величина максимальной скорости полета частиц обратно пропорциональна удельной массе материала проволоки (рис. 51) [119].

Одной из важнейших операций в технологическом процессе восстановления деталей методом ГПН является подготовка напыляемой поверхности. При газопламенном напылении не происходит сплавления частиц с основой (если не использовать последующую термообработку), поэтому восстанавливаемым поверхностям необходимо придать шероховатость для обеспечения механического сцепления напыляемых частиц с микронеровностями подложки.

Известен ряд методов формирования шероховатости [123]: химическое травление, электроэрозионная и механическая обработка. Струйно-абразивная подготовка поверхности – один из способов

механической обработки, представляет собой процесс, при котором измельченные абразивы или металлы, обладающие большей твердостью, чем материал очищаемой поверхности, при помощи воздуха, центробежных устройств или каким-либо другим способом подводят к поверхности очищаемой детали [124].

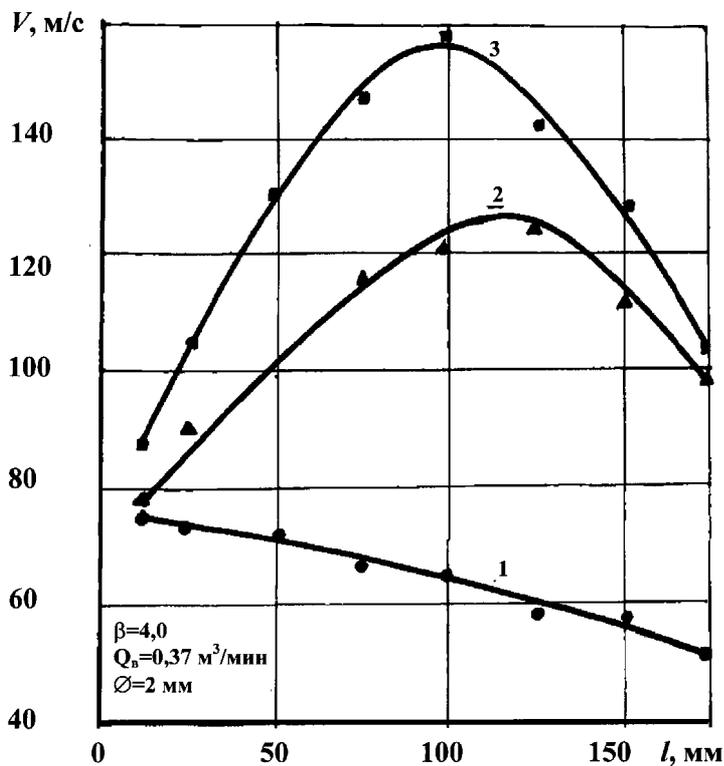


Рис. 51. Изменение скорости движения продуктов сгорания газов (1) и распыленных частиц из стальной (2) и алюминиевой (3) проволоки

Струйно-абразивная обработка является наиболее распространенным методом подготовки поверхности шеек коленчатых валов перед их восстановлением ввиду возможности получения значительной шероховатости на поверхности термообработанных сталей и чугунов; простоты и доступности метода; реализации его на относительно дешевом оборудовании; легкости автоматизации.

Эффективность струйно-абразивной обработки, а также степень шероховатости в основном зависят от твердости подложки, состава поверхностного оксида и толщины окисной пленки, твердости и размеров частиц абразива, скорости и угла наклона струи, расстояния от источника струи до подложки, давления и расхода воздуха (при пневматической подаче абразива).

В ряде работ, посвященных разработке процессов восстановления различных деталей технологического оборудования и транспортных систем, исследовалось влияние основных режимов струйно-абразивной подготовки на параметры шероховатости [125 – 127]. Показано, что с увеличением скорости потока абразива прочность сцепления возрастает, а затем появляется тенденция к ее снижению [127]. Отмечено также, что увеличение времени выдержки обработанной абразивом поверхности до момента напыления (до 24 ч) приводит к снижению прочности сцепления в два раза. Наиболее высокая прочность сцепления обеспечивается при использовании корундового порошка с размером частиц 0,8...1,6 мм. Однако однозначно использовать приведенные рекомендации невозможно, так как авторы публикаций в своих исследованиях использовали самые различные конструкции камер для струйно-абразивной обработки и пистолеты, имеющие разные диаметры выходных сопел.

Свойства потока абразивных частиц характеризуются расходом абразива, скоростью частиц и их расположением в пятне обработки [75]. Если использовать такой энергетический параметр, как удельную энергию потока частиц, и исследовать зависимость адгезии напыляемых покрытий от этого параметра, то полученные результаты можно использовать при выработке определенных технологических рекомендаций.

В экспериментах применялся корунд с размером частиц 0,8...1,5 мм, диаметр выходного сопла пистолета камеры струйно-абразивной обработки составлял 6,5...7,5 мм, расход воздуха – около 30 м³/ч. Скорость полета частиц регистрировалась прибором ИССО-1. Расход абразивных частиц оценивался по изменению их объема в бункере за единицу времени и контролировался весовым методом (при этом исключалось попадание отработанного абразива обратно в бункер). Обработке подвергались образцы из закаленной стали 45 для измерения прочности сцепления покрытий на отрыв. Покрытие

наносилось распылением проволок из сплава X20N80 и сталей 20X13 и 09X18N10T.

Шероховатость оценивалась параметрами R_a , R_{\max} , t_p при помощи профилографа-профилометра модели «Talusurf 4». Параметры S , S_m определялись по профилограммам поверхности.

Анализ параметров шероховатости поверхности после струйно-абразивной обработки (рис. 52) показал, что формируемая поверхность имеет хорошо развитый микрорельеф, характеризуемый достаточно большими высотными параметрами, средними значениями шаговых параметров, малыми радиусами впадин и выступов и достаточно большими углами наклона боковой стороны профиля. Все это должно обеспечивать надежное сцепление напыленного слоя с основой.

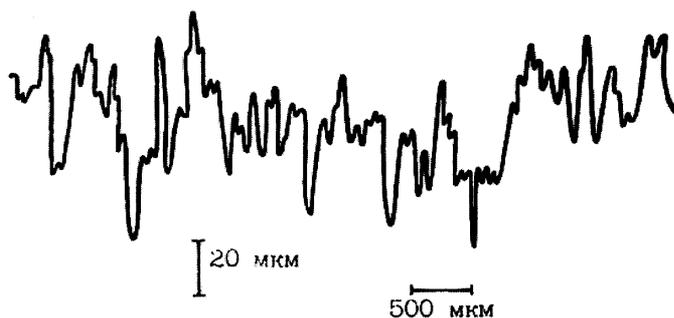


Рис. 52. Профилограмма поверхности детали после струйно-абразивной обработки

Было оценено влияние расстояния от среза сопла пистолета на диаметр пятна обработки и удельную энергию потока частиц корунда. Установлено (рис. 53), что диаметр пятна обработки поверхности практически линейно возрастает с увеличением дистанции обработки до 120 мм. Дальнейшее повышение дистанции несколько снижает размер пятна, хотя из геометрических соображений конус распыла не должен изменяться. По всей вероятности, падает эффективность обработки и постепенно исчезает четко выраженный светло-серый цвет пятна, свидетельствующий о качестве подготовки поверхности. Величина удельной энергии потока частиц (E_v) непропорционально уменьшается с ростом дистанции (кривая 2 на рис. 53). Это обусловлено сложным характером изменения скорости полета частиц абразива по длине потока.

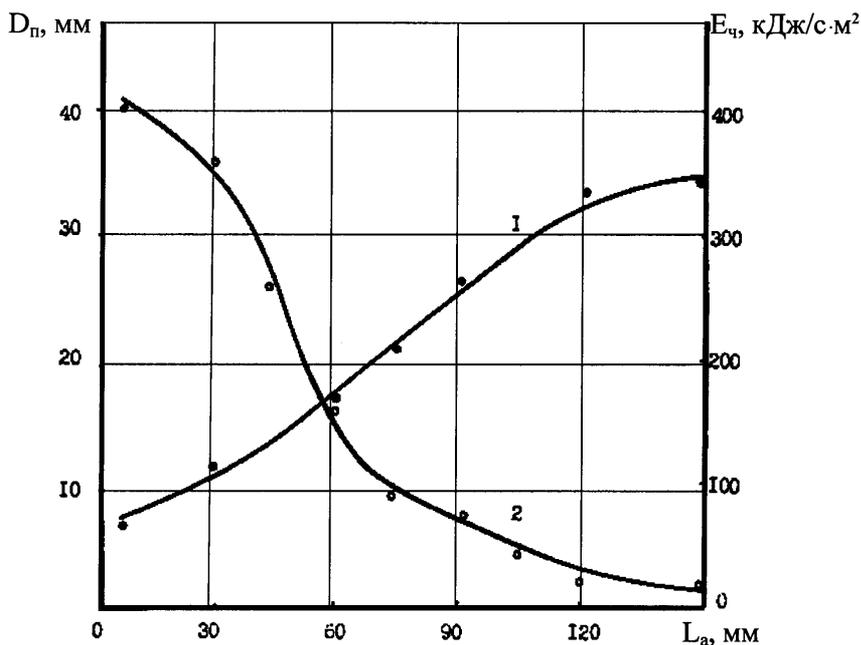


Рис. 53. Зависимость диаметра пятна обработки поверхности D_n (1) и удельной энергии потока частиц корунда E_{ch} (2) от расстояния до среза сопла, $\Phi_c = 6,5 \dots 7,5$ мм; $d_k = 0,8 \dots 1,5$ мм; $Q_b \approx 30$ м³/ч

Изучение адгезии покрытий, напыленных на поверхность образцов, подготовленных с различной удельной энергией потока частиц, показало (рис. 54), что максимальные значения прочности сцепления обеспечиваются после подготовки поверхности струей корунда с удельной энергией потока 60...150 кДж/с·м². Снижение адгезии покрытий при дальнейшем повышении удельной энергии потока объясняется тем, что большие величины E_{ch} соответствуют малой дистанции обработки (менее 50 мм). Сравнение данных, приведенных на рис. 53 и 54, показывает, что наиболее рациональная дистанция обработки лежит в пределах 60...90 мм [128].

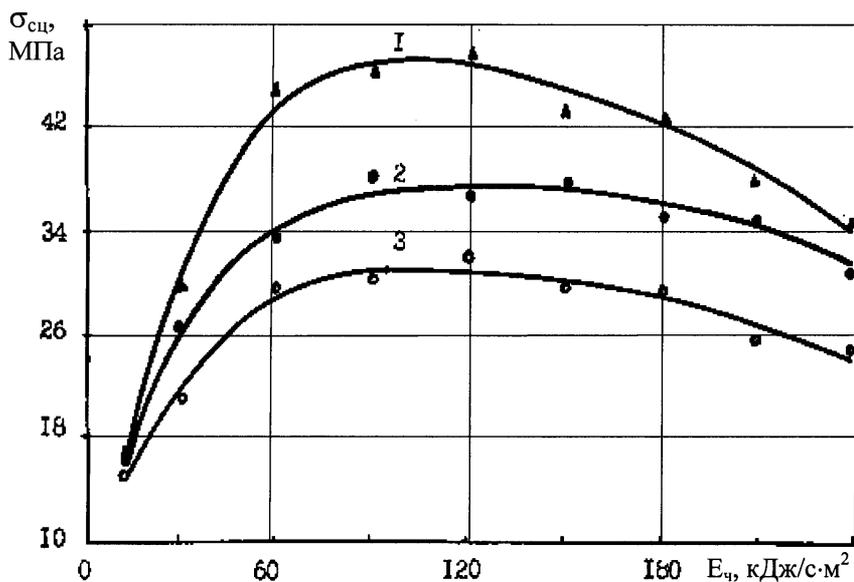
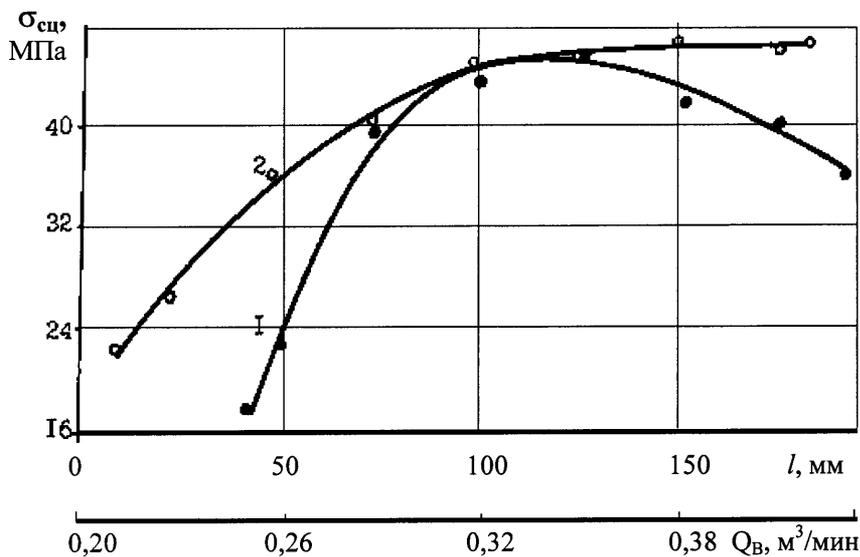


Рис. 54. Влияние величины удельной энергии потока частиц корунда $E_{\text{ч}}$ на прочность сцепления $\sigma_{\text{сц}}$ покрытий, напыленных проволоками из сталей: 1 – X20H80; 2 – X18H10TЮ; 3 – 20X13

Как и следовало ожидать, максимальной прочностью сцепления обладают покрытия, полученные распылением нихромовой проволоки марки X20H80 ($\sigma_{\text{сц}} = 43...46$ МПа). Меньшие значения адгезии покрытий из стали 20X13 по сравнению с покрытиями из стали X18H10TЮ обусловлены более высокой температурой частиц последних. Полученные результаты полностью совпадают с данными авторов работ [94, 113], рекомендующих использовать нихромовую проволоку для напыления подслоя при восстановлении коленчатых валов.

Увеличение дистанции напыления от 40 до 100 мм позволяет повысить прочность сцепления покрытий из нихрома с 18 до 43 МПа. Высокие значения адгезии сохраняются до дистанции 125...140 мм, а затем идет снижение исследуемого показателя (рис. 55). Очевидно, что на малых дистанциях напыления большую роль играет тепловложение от факела пламени, вызывающее интенсивное окисление подготовленной поверхности, а также интенсивный нагрев основы и нанесенного слоя. На дистанции 85...100 мм частицы при-

обретают максимальную скорость, и это обуславливает высокие значения прочности сцепления. Дальнейшее увеличение дистанции приводит к охлаждению частиц распыленной проволоки [129].



6.5. Соппротивление усталости восстановленных валов

Коленчатый вал нагружается периодическими силами от давления газов и инерции поступательно движущихся масс. Эти силы вызывают знакопеременные крутящие и изгибающие моменты, которые обуславливают появление крутильных, продольных и поперечных колебаний. В зонах галтелей происходит интенсивное накопление усталостных повреждений и зарождение трещин. В дальнейшем по мере увеличения количества циклов нагружений усталостная трещина распространяется все дальше от места зарождения, становится эффективным концентратором напряжений, что приводит к быстрому разрушению коленчатого вала.

Усталостное разрушение является сложным процессом, и для материалов, используемых при изготовлении коленчатых валов, может характеризоваться рядом периодов, изображенных на диаграмме (рис. 5б). В нашем случае целесообразно рассматривать область диаграммы от предела усталости (σ_w) до критического напряжения (σ_k), выше которого уже в начале испытаний возникают субмикроскопические трещины, как по телу зерен материала, так и по их границам [130].

Процесс усталостного разрушения представляет собой неразрывную последовательность нескольких подготовительных периодов, следующих и вытекающих один из другого [130]. Так, развитие усталостной трещины невозможно до тех пор, пока вся поверхность опасного сечения не будет покрыта сетью полос скольжения, подготавливающих путь магистральной трещине, а появление полос скольжения невозможно без протекания процессов циклической микротекучести и текучести и т.д. Отсюда следует, что в случае ускорения или задержки одного из периодов, дальнейшее накопление повреждений убыстряется или замедляется, т.е. предел усталости может также уменьшаться или увеличиваться. Исходя из этого, можно предположить, что любой метод нанесения покрытий, сопровождающийся нагревом восстанавливаемого коленчатого вала до температур, вызывающих интенсивное движение дислокаций или любые изменения микроструктуры, должен вызвать снижение предела усталости.

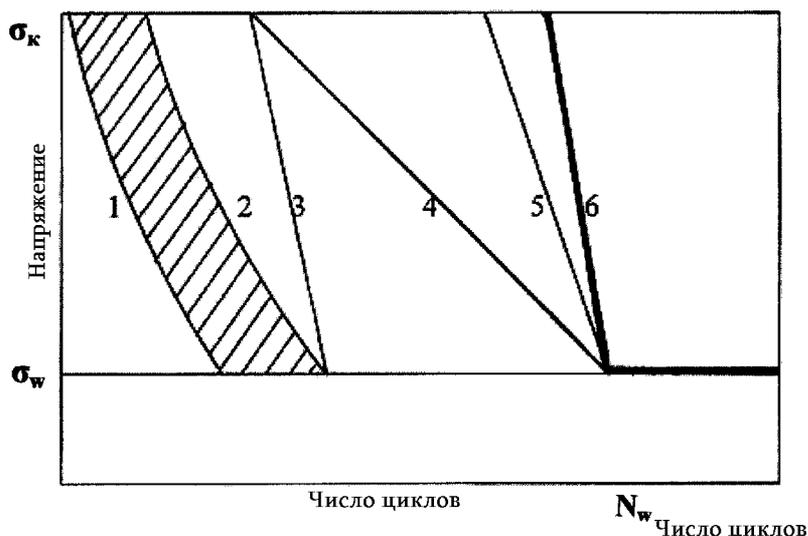


Рис. 56. Схема обобщенной диаграммы усталости:

- 1, 2 – начало и конец микроскопического течения; 3 – начало образования субмикроскопических трещин (кривая необратимой повреждаемости); 4 – начало образования микроскопических трещин; 5 – начало катастрофического разрушения (долома); 6 – кривая усталости; N_w – базовое число циклов

Для проверки этого предположения были исследованы характеристики сопротивления усталостному разрушению коленчатых валов путем проведения усталостных испытаний, регламентированных ГОСТ 25.502-79 и ГОСТ 25.502-82.

Покрyтия наносились газопламенным методом (установка «ТЕРКО») и активированной электродуговой металлизацией (установка АДМ-10) путем распыления стальной проволоки марки 40X13, а также электродуговой наплавкой того же материала (установка УД-420).

На первом этапе исследований испытывались цилиндрические образцы на машине типа МУИ-6000, обеспечивающей жесткое нагружение при чистом изгибе вращающегося образца. Образцы изготавливались из стали 40X, диаметр рабочей части образцов – 10 мм, длина – 100 мм, предельное значение нагрузки на образец – 800 Н, наибольший изгибающий момент – 50 Н·м, частота изменения цикла испытательной нагрузки – 6000 об/мин. За базу испытаний было принято 10^7 циклов.

Основными критериями при определении пределов выносливости и построении кривых усталости являются полное разрушение и появление макротрещин заданного размера. В интервале напряжений 0,95...1,05 от предела выносливости, соответствующего вероятности разрушения 50 %, испытывалось по четыре образца, при этом не менее двух из них не должны были разрушаться до базы испытаний. Результаты испытаний приведены на рис. 57.

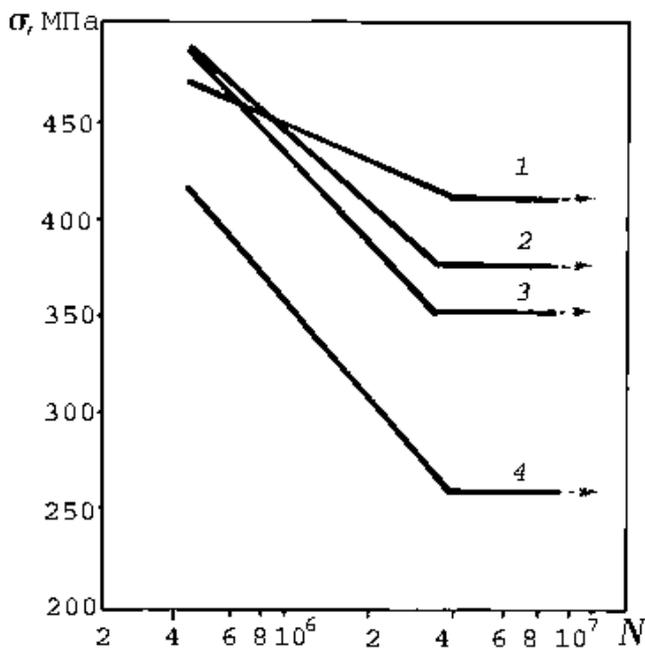
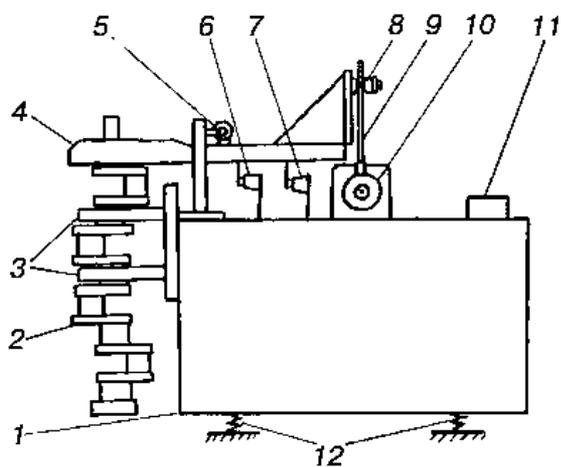


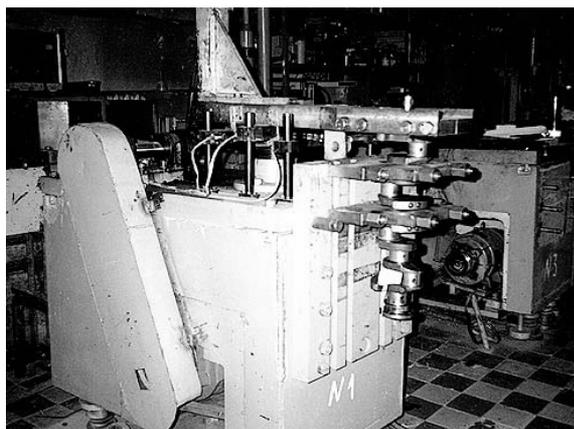
Рис. 57. Кривые усталости образцов:
 1 – без покрытия; 2 – с газопламенными покрытиями;
 3 – с электрометаллизационными покрытиями;
 4 – с наплавленными покрытиями

Анализ полученных данных показывает [131], что покрытия, нанесенные газопламенным распылением проволок и активированной электродуговой металлизацией, вызывают незначительное снижение предела выносливости (10...13 %). После вибродуговой наплавки предел выносливости снизился на 35...40 %. Таким образом, при испытании образцов с различными покрытиями получена весьма ощутимая разница в значениях усталостной прочности.

Испытания восстановленных коленчатых валов проводились на специальном стенде, разработанном в ИНДМаш НАН Беларуси и предназначенном для определения сопротивления усталости при изгибе [132] (рис. 58).



а)



б)

Рис. 58. Схема (а) и внешний вид (б) стенда для определения сопротивления усталости коленчатых валов при изгибе

Испытаниям на данном оборудовании могут подвергаться последовательно все кривошипы коленчатого вала. При этом к станине 1 стенда за две соседние коренные шейки крепится коленчатый вал 2 с помощью захватов 3. Изгибающий момент на испытываемый кривошип передается рычагом 4. Переменный изгибающий момент возбуждается с помощью эксцентрикового нагружателя 10 и передается рычагу посредством шатуна 9 и сегментного фрикционного устройства 8. Величина переменной нагрузки определяется радиусом кривошипа нагружателя, который может изменяться путем поворота эксцентрика в расточке эксцентрикового вала. Амплитуда нагружающего момента контролируется оптическим устройством 5 по размаху световой щели, расположенной на рычаге, измерительным микроскопом МБП-2, закрепленным на станине. На ней же размещены датчик счетчика циклов нагружения 6, датчик 7 автоматического выключения стенда при разрушении коленчатого вала и пульт управления 11. Для снижения вибраций, передаваемых на фундамент, стенд установлен на виброопорах 12.

Нагружающее устройство приводится в действие с помощью ременной передачи двигателем постоянного тока, расположенным в проеме станины. Величину напряжения на якоре двигателя можно плавно изменять от нуля до максимума, при этом частота нагружения изменяется от нуля до 50 Гц.

Для испытаний были восстановлены четыре партии коленчатых валов двигателей «ЗМЗ-24». Для сравнения испытывались те же практически не изношенные валы с пробегом двигателей не более 30 тыс. км. Кроме того, испытывались по три восстановленных вала двигателей «ВАЗ-2103» и «Фольксваген-1,6Д».

Поскольку весьма существенное влияние на сопротивление усталости коленчатых валов оказывает правка (неупругий прогиб в плоскости вала) после их восстановления методом наплавки, испытывались также правленные валы ЗМЗ.

Перед испытаниями каждого кривошипа производилась его тарировка – определялась зависимость величины отклонения световой щели от величины изгибающего момента. Результаты тарировок показали, что разброс жесткости подобных кривошипов однотипных коленчатых валов двигателей «ВАЗ» и «Фольксваген» не превышает 5 %, а для валов двигателей ЗМЗ разброс показаний превысил 10 %.

Результаты проведенных стендовых испытаний (рис. 59) находятся в полном соответствии с данными, полученными на образцах, причем наибольшее снижение предела выносливости наблюдалось у валов, правленных после наплавки [133]. Аналогичные результаты наблюдались и у валов двигателей «ВАЗ» и «Фольксваген». Установлено, что наплавка изношенных шеек коленчатых валов снижает их предел выносливости не менее чем на 35 %, а методы газопламенного проволоочного напыления и электрометаллизации уменьшают этот показатель не более чем на 10 %.

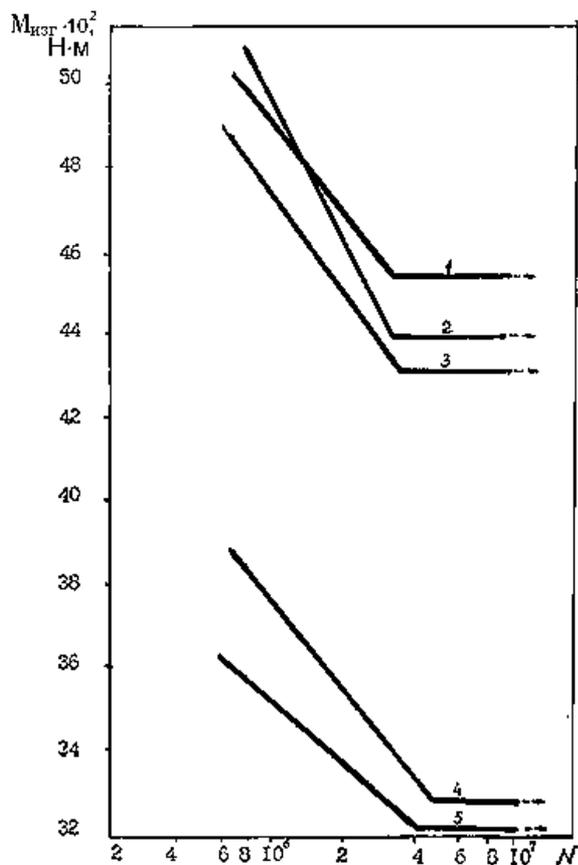


Рис. 59. Сопротивление усталости коленчатых валов двигателей «ЗМЗ-24»:
 1 – без покрытия; 2 – восстановленных газопламенным напылением;
 3 – восстановленных электрометаллизацией; 4 – наплавленных;
 5 – наплавленных и правленных

Можно предположить, что при всех способах наплавки отрицательное влияние на сопротивление усталости оказывают растягивающие напряжения, вызванные различными коэффициентами термического расширения у основы и у наплавляемых материалов, структурными превращениями в наплавляемом металле и зоне термовлияния. При наплавке на галтелях между шейками и щеками образуется зона сплавления, имеющая низкую пластичность, а в зоне термического влияния из-за резкой структурной неоднородности (на шейках – мартенсит с твердостью 60 HRC₃, на щеках – перлит с твердостью 170 HB) возникают трещины, микротрещины, повышается концентрация напряжений, снижается сопротивление усталости. При этом из-за значительного термического влияния (глубина проплавления более 1 мм) происходит деформация вала. Таким образом, несмотря на то, что в наплавленном слое образуется структура мартенсита, обеспечивающая сжимающие напряжения, низкая пластичность в зоне сплавления служит основной причиной снижения сопротивления усталости и, как следствие, малого срока службы коленчатых валов, восстановленных методами наплавки.

6.6. Триботехнические характеристики узла «восстановленная шейка – вкладыш»

Как отмечается в классических работах по газотермическому напылению [74, 75, 134], структура и свойства покрытий отличаются от литых материалов того же состава, поскольку напыленное покрытие формируется путем последовательной укладки множества частиц, сопровождающейся их деформацией. Кроме того, при напылении покрытий происходит интенсивное взаимодействие входящих в их состав элементов с окружающей средой и рабочими газами, в частности, кислородом. Это приводит к его растворению в количествах, превышающих растворимость в равновесных условиях кристаллизации. Помимо появления оксидов, многие из которых обладают свойствами твердых смазок, кислород, растворенный в покрытии, способен снижать по сравнению с исходным напыляемым материалом энергию перехода в «активное» структурно-неустойчивое состояние, обеспечивающее уменьшение энергетических затрат на относительное перемещение контактирующих поверхностей, что способствует их лучшей структурной приспособляемости.

В работах [75, 77, 78, 134] указывается на перспективность метода напыления для получения антифрикционных покрытий и приводятся примеры повышения долговечности узлов трения. Авторы этих работ объясняют меньший износ покрытий по сравнению с литым сплавом наличием развитой пористости. Способностью удерживать жидкую смазку как в слое, так и на рабочей поверхности можно объяснить и тот факт, что время, в течение которого наступает заедание вала с газотермическим покрытием после прекращения подачи смазки, в 7-10 раз больше времени начала заедания обычного вала без покрытия, причем в первом случае заедание наступает равномерно [134].

Расчет напряженного состояния материала у поверхности шеек коленчатых валов ДВС различной мощности показал возможность и целесообразность использования метода ГПН для восстановления шеек коленчатых валов [135]. Для выбора напыляемого проволочного материала, обеспечивающего минимальный износ сопряжения в процессе эксплуатации, были проведены сравнительные триботехнические испытания в условиях трения с ограниченной (фитильной) подачей смазки «Shell 15W-40» по схеме «диск-вкладыш» (рис. 60).

Следует отметить, что существующие методики исследования износостойкости покрытий дают вполне объективные результаты, и в связи с этим получение сравнительных данных о пригодности напыляемых материалов для восстановления-упрочнения шеек коленчатых валов, а тем более данных об ожидаемом ресурсе их работы, не вызывало затруднений. Изнашиваемость при непосредственном контакте в периоды пуска и остановки имеет меньшее значение, чем истирание поверхности в процессе непрерывного скольжения, поэтому критерием износостойкости были выбраны количественные данные об уменьшении линейных размеров образцов после непрерывных испытаний за определенный период.

Определение износостойкости проводилось по схеме вкладыш – диск на модернизированной машине СМЦ-2 при скоростях скольжения 0,25-4,0 м/с. Материал диска – сталь 45 с напыленным покрытием. Шероховатость поверхности трения покрытия составляла $Ra = 0,63 \dots 0,32$ мкм, биение диска на валу не превышало 0,05 мм. Контртелом служили колодочки из антифрикционного сплава, применяемого для вкладышей автомобильных двигателей. Размеры исследуемых образцов приведены на рис. 60, а. Из каждой партии вы-

биралось по 3 образца. При разбросе результатов испытаний более 5 % количество образцов увеличивалось до 5.

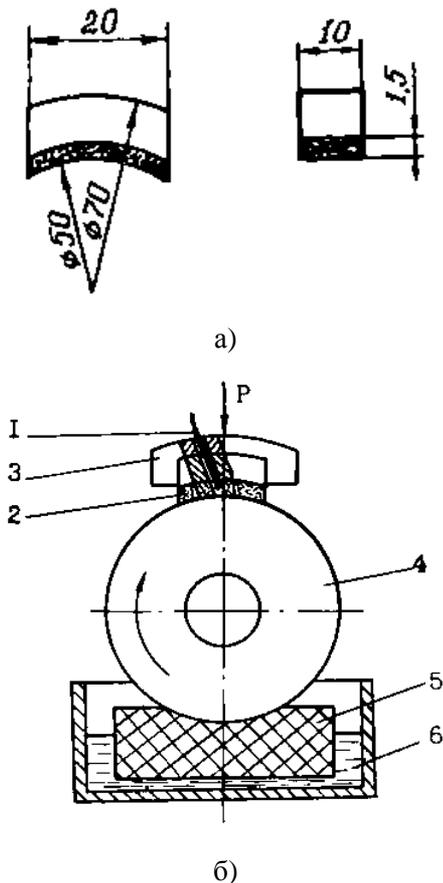


Рис. 60. Размеры испытываемых образцов (а) и схема проведения триботехнических испытаний (б):

- 1 – термопара; 2 – вкладыш; 3 – оправка; 4 – диск с покрытием;
5 – пористый тампон; 6 – масло

Измерение момента трения в процессе испытаний производилось с помощью индуктивного датчика, показания которого регистрировались электронным потенциометром ПСР. Регистрация температуры в зоне трения осуществлялась с помощью хромель-копелевой термопары, изготовленной из проволоки диаметром 0,1 мм, и по-

тенциометра постоянного тока типа ПП-63. Спай термопары не доходил до поверхности трения на 0,2...0,3 мм. Схема пары трения изображена на рис. 60, б.

Коэффициент трения рассчитывался по формуле

$$f = \frac{2M_{mp}}{N_n D_1}. \quad (50)$$

Испытания проводились при комнатной температуре. Определение моментов (коэффициентов трения) при разных нагрузках проводилось методом ступенчатых нагружений. Последующая нагрузка была больше предыдущей на 50 Н. Поверхность трения диска перед каждым испытанием очищалась тампоном, смоченным четыреххлористым углеродом.

После приведения в контактирование диска и колодочки устанавливалась скорость скольжения 0,5 м/с, нагрузка 50 Н и производилась приработка до 80% номинальной площади касания (определялась визуально), после чего на этой нагрузке и скорости проводились испытания до стабилизации температуры в зоне трения и момента трения. Показания потенциометра, регистрирующего момент трения, заносились в таблицу. После этого устанавливалась скорость 1 м/с, затем 1,5 м/с и так далее. Длительность каждого испытания – 4 часа с остановкой через каждый час. Скорость, при которой не происходила стабилизация температуры и коэффициента трения, считалась предельной для данной нагрузки. Аналогичным образом определялась предельная нагрузка для данной скорости.

Износ образцов определялся методом искусственных баз, для чего перед испытаниями на покрытие наносили отпечатки алмазной пирамидой (на твердомере Виккерса) и измеряли диаметр отпечатков до и после испытаний. Критерием износостойкости служила величина интенсивности износа, определяемая как уменьшение толщины покрытий в микрометрах за путь трения в километрах.

Материалом для нанесения покрытий служили широко применяемые в практике восстановления быстроизнашивающихся деталей стальные проволоки 20X13, 65Г, 40X13, У10А.

Для оценки преимуществ, которыми при трении обладают газопламенные проволочные покрытия по сравнению с литым материалом того же состава, проведены триботехнические испытания по-

крытий, напыленных проволокой из стали 40X13. Результаты приведены на рис. 61. Как интенсивность изнашивания, так и коэффициент трения у образцов с покрытиями были ниже, чем у литого сплава, причем в области нагрузок, в которых происходит нормальное механохимическое изнашивание, износостойкость покрытий на 10...40 % больше. Следует отметить также, что при прекращении смазки в первый момент времени покрытия изнашиваются меньше (очевидно, за счет выделения масла из пор), однако в дальнейшем износ увеличивается по сравнению с монокристаллическим металлом.

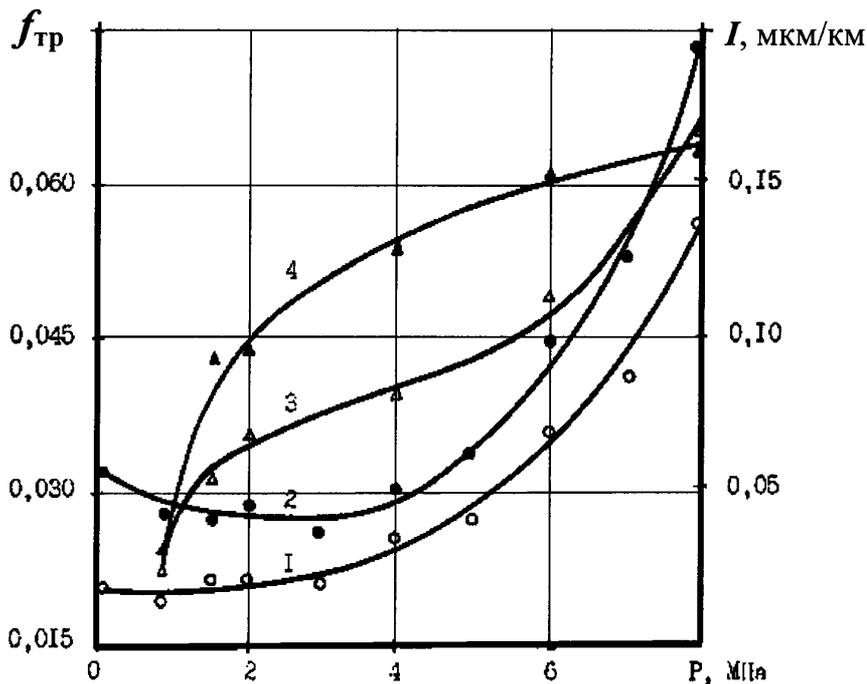


Рис. 61. Влияние величины удельной нагрузки на коэффициент трения (1, 2) и интенсивность изнашивания (3, 4) покрытий из стали 40X13 (1, 3) и литой стали той же марки (2, 4) ($v = 2,65$ м/с)

Было исследовано влияние дистанции напыления и расхода распыляющего газа на коэффициент трения покрытий из проволоки из стали 40Х13. Исследование коэффициента трения осуществлялось при постоянной скорости скольжения 2,1 м/с и удельной нагрузке 2,5 МПа. Результаты экспериментов представлены на рис. 62.

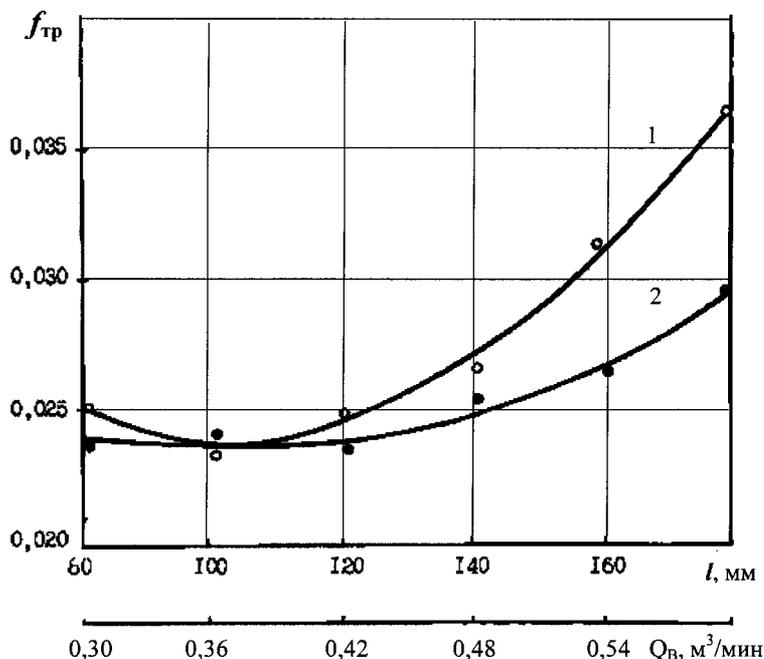


Рис. 62. Зависимость коэффициента трения покрытий из стали 40Х13 от дистанции напыления (1) и расхода распыляющего воздуха (2) ($P = 2,5$ МПа; $v = 2,1$ м/с)

Установлено, что увеличение расхода распыляющего газа (в данном случае воздуха) от 0,30 до 0,42 m^3/min практически не влияет на исследуемый параметр. Дальнейшее повышение расхода воздуха приводит к небольшому (на 15 – 20 %) увеличению коэффициента трения, что можно объяснить увеличением содержания окислов в покрытиях.

Дистанция напыления оказывает более значительное влияние на триботехнические характеристики. Оптимальной дистанцией исхо-

дя из приведенных на рис. 62 данных можно считать 100...120 мм. Напыление с такой дистанции обеспечивает минимальный коэффициент трения, равный 0,025.

Анализ изменения коэффициентов трения стальных покрытий из материалов 40X13, 65Г, 20X13, У10А показал, что в пределах удельных нагрузок от 0,8 до 8 МПа при скоростях скольжения 1,05...2,1 м/с этот показатель монотонно возрастает, причем минимальные значения коэффициента трения имеют покрытия из стали 40X13 и изменяются от 0,016 до 0,040 (рис. 63).

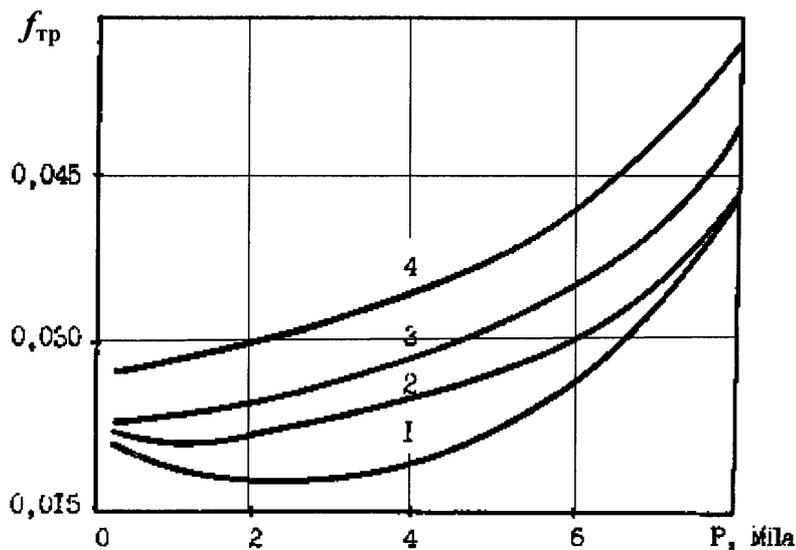


Рис. 63. Влияние удельной нагрузки на коэффициент трения покрытий, напыленных проволоками: 1 – сталь 40X13; 2 – сталь 65Г; 3 – сталь 20X13; 4 – сталь У10А ($v = 1,05$ м/с)

Интенсивность изнашивания покрытий и вкладышей при изменении скорости скольжения (удельная нагрузка не изменялась и составляла 4 МПа) приведена в табл. 8.

Таблица 8

Интенсивность изнашивания напыленных покрытий и вкладышей при трении с ограниченной смазкой при удельной нагрузке 4 МПа

Материал покрытия	Скорость скольжения, м/с	Интенсивность изнашивания, мкм/км		
		покрытие	вкладыш	суммарная
40X13	1,05	0,045	0,081	0,126
	2,10	0,047	0,082	0,129
	2,65	0,061	0,090	0,151
	3,15	0,066	0,099	0,165
20X13	1,05	0,051	0,080	0,131
	2,10	0,058	0,082	0,140
	2,65	0,069	0,089	0,158
	3,15	0,079	0,101	0,180
65Г	1,05	0,040	0,083	0,123
	2,10	0,046	0,086	0,132
	2,65	0,059	0,099	0,158
	3,15	0,075	0,108	0,183
У10А	1,05	0,042	0,085	0,127
	2,10	0,047	0,089	0,136
	2,65	0,058	0,102	0,160
	3,15	0,070	0,116	0,186

Максимальные значения интенсивности изнашивания I_i зафиксированы у стали 20X13 практически во всем исследованном диапазоне. Износостойкость остальных покрытий выше на 15...30 %. Значения I_i для стали 40X13 с увеличением скорости до 2,65 м/с изменялись от 0,045 до 0,061 мкм/км, что на 10...15 % выше, чем у сталей У10А и 65Г. Однако у этих покрытий резко снижалась износостойкость при дальнейшем повышении скорости скольжения. Кроме того, они более интенсивно изнашивали контртело из алюминиевого антифрикционного сплава.

Суммарный износ у сопряжений с дисками, напыленными проволоками из сталей 65Г и У10А, выше, чем у сопряжений с покрытиями из хромсодержащих сталей.

На основании проведенных исследований можно рекомендовать проволоку из стали 40X13 в качестве напыляемого материала для восстановления шеек коленчатых валов ДВС.

6.7. Технологические рекомендации по нанесению покрытий на шейки валов

Анализ изложенных выше особенностей процесса ГПН проволочных материалов, изучение структуры и свойств покрытий позволили разработать технологический процесс восстановления шеек коленчатых валов ДВС легковых автомобилей (рис. 64).

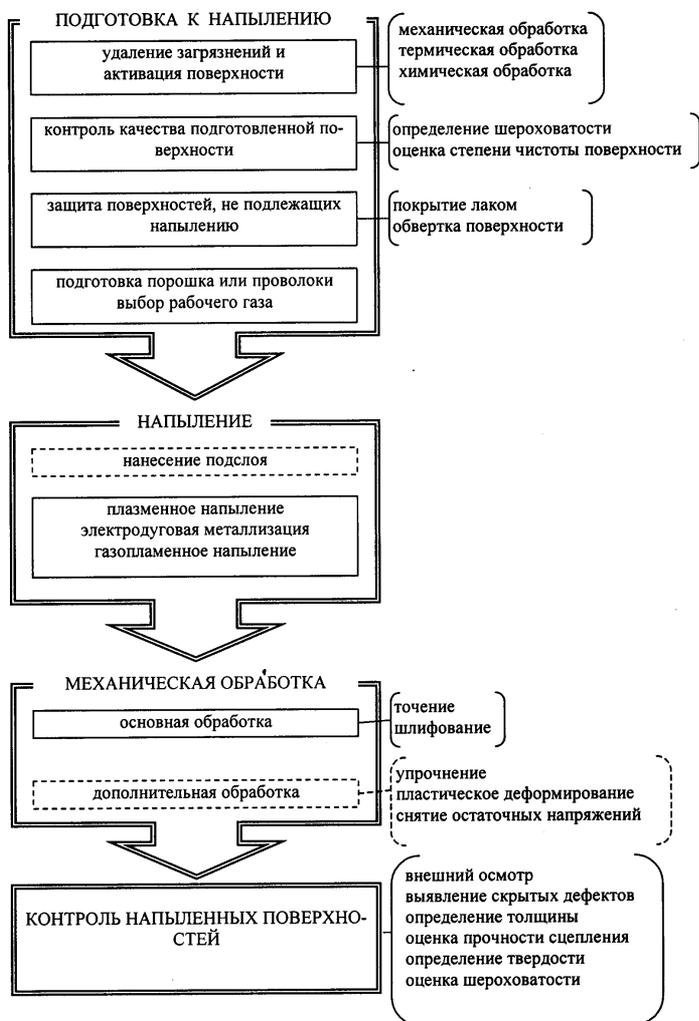


Рис. 64. Схема технологического процесса восстановления коленчатых валов газотермическим напылением

Подготовка поверхности под напыление заключается в устранении дефектного слоя, окисных пленок, масла, а также в обеспечении необходимой механической связи с напыляемым слоем. Перед механической обработкой восстанавливаемых поверхностей валы промываются в моечных ваннах до полного удаления масляных загрязнений. Если коленчатый вал изготовлен из чугуна, его после промывки необходимо отжечь в печи при температуре 470 К в течение 2,5 часов с целью удаления остатков смазки, содержащихся в порах.

Перед струйно-абразивной обработкой необходимо предварительно шлифовать шейки до диаметра, меньшего, чем последний ремонтный размер, на 1 мм. С целью получения качественного покрытия подготовленные к напылению коленчатые валы должны быть напылены не позднее 2 часов после струйно-абразивной обработки.

Струйно-абразивную обработку производят дробленой стальной крошкой (ДСК) ГОСТ 11964-81 с размером частиц 0,8...1,6 мм. Режимы обработки: давление сжатого воздуха – 0,55...0,65 МПа; расход воздуха – 3,0...3,5 м³/мин; расстояние от среза сопла до поверхности детали – 50...70 мм; угол наклона струи абразива к поверхности – 70...90°.

Для защиты от налипания частиц распыленного металла поверхностей коленчатого вала, не подлежащих напылению (противовесы, щеки), эти поверхности следует покрыть кремнийорганическим лаком типа КО-815 или обмазкой следующего состава: мыло – 50 %, мел – 15 %, графит – 10 %, вода – остальное.

Для повышения прочности сцепления покрытий с основой наносится подслоя (промежуточный слой) напылением проволоки из сплава Х20Н80.

Процесс напыления должен быть выполнен в следующей последовательности:

- нагрев до 320 К поверхности восстанавливаемой шейки пламенем термораспылителя;
- напыление подслоя из стали Х20Н80 толщиной 0,1 мм за один проход с соблюдением режима напыления (табл. 9);
- напыление основного покрытия (рис. 65), сопровождающееся через каждые два-три прохода замером температуры вала; при достижении температуры покрытия 400 К процесс прерывается и вал остывает до 315 К, после чего напыление продолжают до достижения размера

$$D_{\text{нап}} = D_{\text{ном}} + 2\delta_{\text{м}}. \quad (51)$$

Режимы восстановления коленчатых валов

Параметры режима	Подслой	Покрытие
Дистанция, напыления, мм	100	100...120
Частота вращения вала, мин ⁻¹	100	80
Угол напыления, град	90	90
Скорость подачи проволоки (диаметр 2 мм), мм/с	20	25

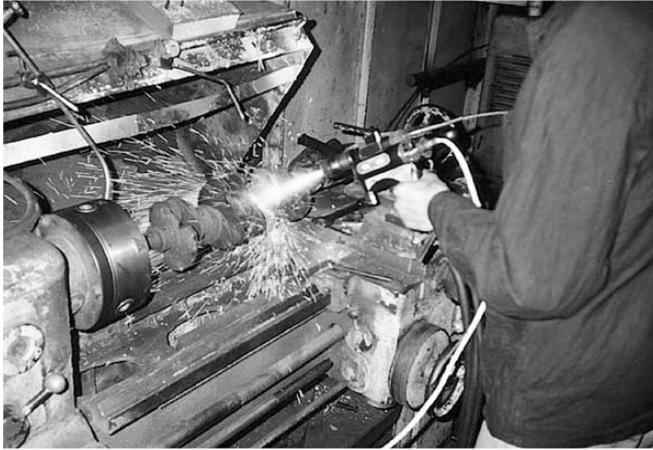


Рис. 65. Газопламенное напыление шеек коленчатого вала

Контроль температуры вала можно осуществлять цифровым термоэлектрическим термометром ТТЦ1-02. При достижении деталью температуры 390...400 К напыление прерывают и возобновляют его после остывания детали до 310...320 К.

Коленчатые валы после напыления необходимо выдержать в течение 24 часов в ванне с моторным маслом. Затем, используя ручные пневматические или электрические дрели и сверла соответствующего диаметра, обработать масляные каналы, удалив налипшие частицы распыленного металла.

Поскольку твердость покрытий из стальных проволок 40X13 доходит до 45 HRC₃, последующая механическая обработка шеек осуществляется шлифованием кругами из электрокорунда марки 12А-16А зернистостью М25, М40, твердостью СМ1-СТ1 на следующих режимах [136]:

- скорость круга – 30...35 м/с;
- скорость детали – 30...32 м/мин;
- продольная подача – 1,2...1,5 м/мин;
- поперечная подача – 0,016...0,006 мм/дв. ход (0,016 – при предварительном шлифовании; 0,006 – при чистовом).

Шлифованные детали контролируются на отсутствие трещин, сколов, раковин и отслоений.

Восстановленные валы балансируют на специальных станках для динамической балансировки коленчатых валов (например, КИ-4274, МС-901 и др.) [37].

Отделочная обработка шеек валов осуществляется полированием или суперфинишированием. Полирование производят на специальных полировальных станках или на нестандартном оборудовании. Для суперфиниширования применяют алмазно-абразивные бруски АСМ 20/14 с 5 %-ной концентрацией алмазов на специальной связке СК-4.

После шлифования и полирования шеек необходимо очистить масляные каналы и тщательно промыть коленчатый вал.

Основные участки (посты) предприятия, в котором организуется восстановительный ремонт коленчатых валов, должны включать:

- разборку и мойку двигателей (участок);
- диагностику коленчатых валов и вкладышей (пост);
- термообработку (удаление смазки из пор и масляных каналов) (пост);
- предварительное шлифование валов (участок);
- подготовку поверхности шеек под напыление в камерах струйно-абразивной обработки (пост);
- восстановление шеек газопламенным напылением покрытий из проволоочных материалов (участок);
- окончательную механическую обработку (участок);
- пропитку покрытий жидкими смазками (пост);
- сборку двигателей (участок).

При отсутствии у персонала специального опыта по восстановительному ремонту и при недостаточно высокой квалификации, на каждый поступающий в ремонт вал предлагается заводить карточку, составленную в виде морфологической таблицы, которая учитывает результаты исследований, приведенных в предыдущих разделах (табл. 10).

Морфологическая таблица восстанавливаемого коленчатого вала

Дата 1.11.2003	Исходные данные	Характеристика автомобиля и вала	Изношенные поверхности	Требования к рабочей поверхности
		Автомобиль – Fiat Croma. Государственный номер – ... Двигатель – 154A048 Коленчатый вал – чугунный, 5 опорных шеек Паспортный номинальный размер шеек D корен. = 52,998...53,004 мм, D шатун. = 50,799...50,805 мм	Все шатунные шейки D = 49,105...49,760 мм, 1-я коренная шейка D = 51,570 мм	Чистота поверхности должна соответствовать 7 классу, твердость не ниже 44 HRC, отсутст- вие трещин и сколов
Выбор конструкции покрытия	Геометрические размеры		Состав покрытия	Плотность
	Толщина покрытия (после об- работки в номинальный раз- мер) 0,5 мм		Однокомпонентный с использованием подслоя	Допустимая общая пористость до 10%

Выбор технологии восстановления (расходы и давление рабочих газов – паспортные)	Подготовка поверхности	Скорость подачи проволоки v , дистанция напыления d	Напыляемый материал	Окончательная механическая обработка
	Мойка. Отжиг при 110°C в течение 2,5 ч. Шлифование на глубину 0,5 мм. Струйно-абразивная обработка при давлении 0,6 МПа и расходе воздуха 3,5 м ³ /мин; дистанция 70 мм	Подслой: $v=20$ мм/с; $d=100$ мм; Покрытие: $v=25$ мм/с; $d=110$ мм	Проволока диаметром 2 мм: подслой – сплав X20N80; покрытие – сталь 40X13	Шлифование кругами зернистостью M25, M40. Скорость круга – 35 м/с; скорость детали – 30 м/мин; продольная подача – 1,3 м/мин; поперечная подача – 0,016...0,006 мм/дв.ход

Фактические затраты времени	Фактические материальные затраты	Расчет цены
	Разборка Мойка Отжиг Предварительное шлифование Струйно-абразивная обработка Напыление Окончательное шлифование	Определяются исходя из действующих цен

7. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ С ИЗНОСОСТОЙКИМИ ПОКРЫТИЯМИ

Одними из первых среди «холодных» методов напыления для восстановления шеек коленчатых валов были использованы электродуговая металлизация и плазменное напыление. Эксплуатационные испытания, проведенные в НПО «Главмосавтотранс», показали [138], что пробег коленчатых валов двигателей ЗМЗ-24, восстановленных плазменным порошковым напылением, составил не менее 100 тыс. км. Испытания напыленных плазменным методом тех же валов в Рижском РАПО [139] показали, что их долговечность на 20% ниже, чем новых. Этот факт в работе [140] объясняется тем, что, по-видимому, ресурс работы валов после плазменного напыления лимитируется низкой когезионной прочностью покрытий.

Для повышения коррозионной прочности плазменных покрытий рекомендуют применять терморреагирующие порошковые материалы и ультразвуковую механическую обработку [150]. При этом достигается повышение ресурса работы валов почти на 10 % по сравнению с новыми.

Практически равную с новыми валами долговечность обеспечивает метод активированной электродуговой металлизации [97], причем наилучшие результаты получаются при насыщении напыленной поверхности металлоплакирующей смазкой, содержащей дисульфид молибдена (MoS_2) [98].

В периодической зарубежной научно-технической литературе вопросам эксплуатации восстановленных коленчатых валов уделяется значительно меньше внимания. Это объясняется прежде всего экономическими, а не техническими причинами. Наличие широкой сервисной сети, оснащенной любыми запасными частями, высокий уровень жизни, а также относительно малый срок эксплуатации автомобиля до покупки следующей (новой) модели обусловили крайне редкое применение восстановительных технологий при ремонте ДВС. Тем не менее имеющиеся данные свидетельствуют о том, что восстановленные коленчатые валы имеют достаточно большую долговечность. Так, по данным американской фирмы «CRP Industries» [141], после восстановления коленчатых валов двигателей некоторых марок уникальных автомобилей методом электродуговой металлизации срок их службы составил около 0,9 от новых.

В Беларуси на момент выполнения данных исследований восстановления коленчатых валов ДВС легковых автомобилей методами нанесения износостойких покрытий осуществлялось на специализированных участках авторемонтных заводов Гомеля, Минска, Витебска, Полоцка, на Держинском мотороремонтном заводе и ряде малых предприятий г. Минска. Кроме того, наличие постов газотермического напыления на некоторых машиностроительных заводах и в локомотивных депо не могло не повлиять на количество восстановленных валов, используемых в республиканском автосервисе.

На первом этапе выполнения сравнительной оценки качества реставрированных валов была собрана информация о возврате ДВС по причине дефектов в кривошипно-шатунном механизме (КШМ). Результаты представлены в табл. 11.

Таблица 11

Возврат двигателей легковых автомобилей с восстановленными коленчатыми валами с дефектами в КШМ, вызвавшими отказ

Характер дефекта	Пробег, км	% возврата в зависимости от метода восстановления				
		ГПН	ЭМ	АДМ	ПН	ЭН
Излом коленчатого вала	200...500	–	5	–	5	25
Отслоение покрытий	600...1000	8	16	7	15	–
Повреждение вкладышей	900...2500	5	16	10	20	20

Анализ полученных данных показывает, что у восстановленных валов дефекты, приводящие к выходу двигателя из строя, возникают в следующей последовательности: излом, отслоение покрытий, повреждение (катастрофический износ) вкладышей. Для валов, восстановленных методами наплавки, наиболее характерным дефектом является излом, что находится в полном соответствии с литературными данными. Наилучшие показатели имеют валы, восстановленные методами ГПН и АДМ.

Отслоение происходит в результате действия циклических нагрузок и, видимо, связано с отклонениями от технологического процесса формирования покрытий (не обеспечивается необходимая прочность сцепления с основой). Быстрый выход из строя вкладышей (в основном шатунных) связан не только с низким качеством их антифрикционного слоя, но и с характеристиками масла, а также с когезионными свойствами напыленного покрытия.

На следующем этапе проводилась оценка технического состояния восстановленных валов, которые на момент исследований находились в работоспособном состоянии. Оценивались износ валов, наличие микротрещин на шейках и микроизменений на поверхности вкладышей.

Для определения величины предельно возможного пробега (ресурса) восстановленных валов фиксировали средний зазор между шейкой и вкладышем после восстановления вала, а также предельно возможный зазор в шатунных шейках. Затем измеряли зазор после некоторого пробега. Интенсивность увеличения зазора в сопряжении определяли по формуле

$$I_i = (h_i - h_0) / S_i. \quad (52)$$

Величина ресурса восстановленного вала определится как

$$S_{lim} = (h_m - h_0) / I_i. \quad (53)$$

Откуда относительный прогнозируемый ресурс находится следующим образом:

$$S_{np} = S_{lim} / S_{max}. \quad (54)$$

Полученные результаты приведены в табл. 12.

Таблица 12

Техническое состояние коленчатых валов, восстановленных
на предприятиях Беларуси

Марка двигателя и количество исследованных валов	Метод восстановления	Количество исследованных шеек	Состояние на момент оценки		
			Средний относительный прогнозируемый ресурс	Наличие микро-трещин	Макроизменения на вкладышах
ЗМЗ-402 8 шт.	ЭН	6	1,2	+	+
	ГПНп*	10	0,9		
	ЭМ	14	0,8		+
	ПН	4	1,1	+	
ВАЗ-2103 9 шт.	ГПНп	4	1,1	+	
	ГПНпр*	8	1,2		
	ЭМ	10	0,9		+
	ПН	6	1,3	+	
XN1T (Citroen C25) 5 шт.	ГПНпр	6	1,1		+
	ЭМ	4	0,8		
	ПН	4	1,2	+	+
	ГПНш*	4	1,6	+	+
F-2401 (Ford Transit) 4 шт.	ГПНпр	5	0,9		
	ЭМ	4	0,8		
	ПН	4	1,2	+	+
E (Mazda-323) 4 шт.	ГПНп	3	1,2		+
	ГПНпр	4	1,1		
	ЭМ	4	0,7	+	+
R19TХE (Renault-19) 6 шт.	ГПНпр	10	1,0		
	ЭМ	6	0,7	+	
	ПН	5	1,2		+
VW-1,6D (VW Golf) 8 шт.	ГПНпр	12	0,9		
	ЭМ	6	0,8	+	+
	АДМ	8	1,1		

* п – напыление порошком; пр – распыление проволок; ш – распыление шнуров.

Анализ результатов изучения 44 восстановленных валов 7 типов двигателей легковых автомобилей показывает, что при использовании наплавки, газопламенного порошкового напыления, электродуговой металлизации, шнурового распыления, плазменного порош-

кового напыления на поверхности вкладышей после пробега 2000...10000 км появляются явные следы износа в виде рисок, царапин, помутнений. На поверхности покрытий на шейках, восстановленных наплавкой, плазменным напылением порошков и электрометаллизацией, – после 5000...15000 км, отмечено наличие микротрещин и отдельных точечных дефектов, образованных, вероятно, из-за выкрашивания нанесенного слоя. Средний относительный прогнозируемый ресурс восстановленных валов оказался близок к ресурсу новых, но необходимо отметить, что все исследованные валы после реставрации эксплуатировались непродолжительное время (от двух до четырех лет).

Сопротивление изнашиванию поверхностей шеек и вкладышей определяется условиями трения, для протекания которых в наиболее рациональном диапазоне моторостроителями были выбраны материалы вала и вкладыша, смазка, шероховатость поверхностей. Причем учитывалось, что активный поверхностный слой металла при трении претерпевает некоторые физико-механические, химические, а иногда и структурные изменения. После восстановления изменились материал и микрогеометрия контактирующих поверхностей, зазоры, условия смазывания. Рассмотрим, как эти изменения сказываются на эксплуатационных характеристиках сопряжения «вкладыш – вал».

Процесс изнашивания восстановленных шеек, так же как и новых, может быть разделен на три периода (рис. 66) [42].

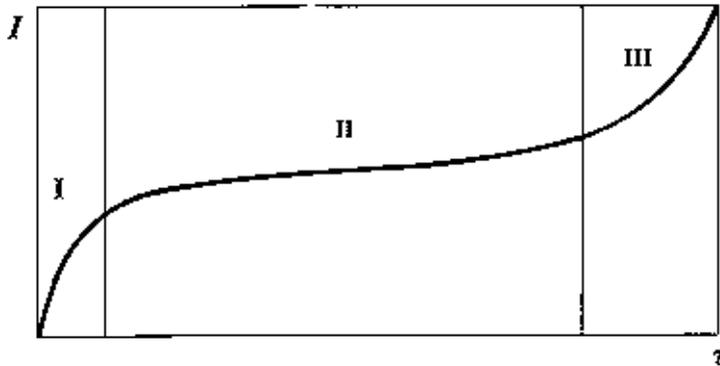


Рис. 66. Периоды изнашивания шеек коленчатых валов:
 I – приработка; II – нормальное эксплуатационное изнашивание;
 III – предельное изнашивание

Первый период изнашивания (период приработки) характеризуется повышением интенсивности изнашивания и коэффициента трения с последующей стабилизацией этих параметров. За это время осуществляется микро- и макрогеометрическая приработка поверхностей трения путем скола вершин микровыступов и сглаживания шероховатостей. На завершающем этапе приработки происходят процессы перераспределения остаточных напряжений, устанавливается оптимальная микрогеометрия поверхностей трения, стабилизируются зазоры в сопряжениях. Поскольку нанесенное газотермическими методами покрытие не является однородным, когезионная связь между отдельными частицами также изменяется в достаточно широких пределах. Если сила трения в какой-то момент превосходит силу когезионного взаимодействия, происходит отрыв частицы. При всех технологиях распыления проволочных материалов формируемый слой состоит только из металлических частиц с некоторым количеством оксидов. При напылении порошков или распылении композиционных шнуров формируемый слой состоит из частиц металлов, карбидной и оксидной керамики, сложных интерметаллидов. Таким образом, в процессе приработки сопряжений с покрытиями из однородных проволочных материалов износ вкладышей вырванными частицами будет менее интенсивным, чем у сопряжений с композиционными порошковыми покрытиями, где вырванные частицы имеют значительно большую твердость и представляют собой, по сути, абразив.

Второй наиболее продолжительный период изнашивания характеризуется относительным постоянством интенсивности изнашивания, и именно он является показателем долговечности вала. В этот период, так же как и во время приработки, большое влияние оказывают материал покрытия и структурные неоднородности поверхностного слоя (пористость, присутствие окислов и твердых включений). Однако существуют моменты, когда интенсивность изнашивания значительно превышает средние значения, характерные для этого периода. В пусковые моменты шейка опирается на адсорбированную масляную пленку и частично непосредственно на выступы микронеровностей вкладыша, при этом может возникать металлический контакт вследствие недостаточной стойкости масляной и окисной пленок. Переход из области неустойчивого режима работы в область жидкостного трения достигается увеличением скорости вращения вала, вы-

зывающем мгновенное интенсивное деформирование контактирующих поверхностей в участках касания. Этим может быть объяснен тот факт, что и после приработки композиционное порошковое или наплавленное покрытие сильнее изнашивает вкладыш, чем однородное проволоочное. Кроме того, твердые частицы, шаржируя поверхность вкладыша, изнашивают шейку вала, приближая тем самым наступление периода предельного изнашивания.

В третьем периоде наступает предельное или катастрофическое изнашивание, что вызывает необходимость ремонта сопряжения, так как его дальнейшая эксплуатация невозможна.

Соотношение величин износа коренных и шатунных шеек зависит от конструкции вала и условий эксплуатации. У рядных двигателей с полноопорным валом нагрузка на шатунные подшипники больше, чем на коренные. Вместе с тем в двигателях, у которых шатунные шейки снабжены центробежными грязеуловителями, износ коренных шеек выше (валы двигателей ЗМЗ).

После приработки и обкатки двигателя шероховатость поверхностей шеек и вкладышей стабилизируется в соответствии с условиями трения. Для каждой трущейся пары применительно к конкретным условиям ее изнашивания может быть установлен диапазон наиболее целесообразных значений параметров шероховатости, обеспечивающий наибольшую износостойкость [142]. Среди моторостроителей отсутствует единая точка зрения на шероховатость шеек коленчатых валов. Так, фирма «Крайслер» применяет параметры шероховатости поверхности шеек коленчатых валов по 10-му классу и тонкостенных вкладышей по 9...11-му классам, а фирма «Бьюик» соответственно по 6-му и 8-му классам [143].

Известно [142], что поверхности, исходная шероховатость которых выше оптимальной, в процессе приработки сглаживаются, и наоборот, менее шероховатые поверхности становятся более шероховатыми. При тяжелых условиях изнашивания нет необходимости стремиться к созданию гладких поверхностей, так как оптимальная поверхность может оказаться более шероховатой, а переход от меньшей шероховатости к большей сопровождается тяжелыми условиями приработки.

Исследовалась шероховатость поверхности чугунных коленчатых валов двигателей ВАЗ-2103, Е (Mazda), 154 А (Fiat Croma), Nissan Premier, восстановленных методами ГПН, ЭМ и АДМ, нанесением

покрытий путем распыления проволок из сталей мартенситного класса. Пробег на момент исследований составил более 25 тыс. км. Результаты были оформлены в виде графиков, связывающих величину R_a и коэффициент повторяемости, определяемый как отношение числа поверхностей шеек с данной шероховатостью (n_a) к общему числу шеек N (рис. 67).

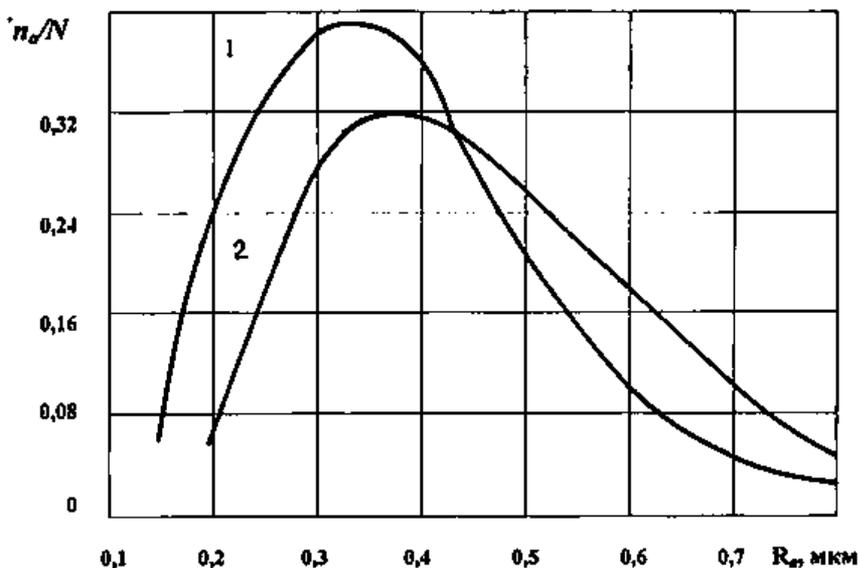


Рис. 67. Кривые распределения шероховатости коренных (1) и шатунных (2) шеек коленчатых валов, восстановленных методами ГПН, ЭМ, АДМ после пробега более 25 тыс. км

Видно, что наиболее рациональным после механической обработки восстановленных коленчатых валов является получение параметра шероховатости R_a в пределах 0,3...0,4 мкм.

Наблюдения за работой участков сборки двигателей с восстановленными валами показали, что от 30 до 50 % двигателей собираются с завышенными зазорами между вкладышами и валом. Это обусловлено невозможностью достижения той точности сборки (зачастую – селективной), которая достигается на заводах-изготовителях, а также остаточными деформациями валов после длительной эксплуатации. С увеличением зазора до определенного предела при

постоянных значениях вязкости масла, размеров деталей и режима работы растет оптимальная толщина масляного слоя. При переходе зазора за этот предел оптимальная толщина уменьшается и, следовательно, возрастает влияние ударных нагрузок.

Увеличение зазора до 0,25...0,30 мм приводит к деформации вкладыша, возникают очаги локального разрушения.

Таким образом, результаты изучения работоспособности коленчатых валов ДВС легковых автомобилей, восстановленных на предприятиях Беларуси, показали, что предпочтение следует отдавать тем технологиям, которые предусматривают нанесение слоя из однородного по составу материала, причем нанесенное покрытие должно иметь высокие смазкоудерживающую способность и когезионные характеристики. Необходимо исключить сборку двигателя с завышенными зазорами и после механической обработки восстановленных коленчатых валов обеспечить параметр шероховатости R_a в пределах 0,3...0,4 мкм.

Для эксплуатационных испытаний восстановлению под номинальный размер подвергались шейки коленчатых валов 17 автомобильных двигателей «ЗМЗ-402» (4 шт.), «ВАЗ-2103» (6 шт.), «XW1T» (2 шт.), «Ford 2401» (2 шт.), «M127» (1 шт.), «Fire 1100» (2 шт.). Восстановление осуществлялось путем нанесения покрытий с последующим шлифованием с использованием установок газопламенного проволочного напыления «Герко», электрометаллизации ЭМ-14, газопламенного порошкового напыления УПТР-1-90, газопламенного шнурового напыления «Тена-2», вибродуговой наплавки УД-420. Общее количество восстановленных шеек – 47.

Газопламенное проволочное напыление осуществляли по технологии и на режимах, установленных в результате исследований, описанных в предыдущем разделе данной работы. Технологические режимы порошкового напыления и электродуговой металлизации были выбраны согласно рекомендациям лаборатории газотермических методов упрочнения деталей машин ИНДМаш НАН Беларуси [110] и Дзержинского мотороремонтного завода [94]. Газопламенное шнуровое напыление осуществляли по технологии, внедренной на унитарном предприятии «Авторемонт» Институтом порошковой металлургии. Процесс вибродуговой наплавки проводили по технологии НПО «Ремдеталь» [144].

Восстановленные коленчатые валы были установлены в соответствующие двигатели автомобилей, принадлежащих как частным лицам, так и организациям. За эксплуатацией автомобилей осуществлялся непрерывный контроль.

Установлено, что двигатели, в которых были установлены валы, восстановленные вибродуговой наплавкой («ЗМЗ-402» – 1 шт., «ВАЗ-2103» – 2 шт.), вышли из строя после 370...1120 км пробега в результате усталостного разрушения коленчатых валов (табл. 13). Валы, восстановленные другими методами, к моменту окончания испытаний остались пригодны к дальнейшей эксплуатации. Наибольший пробег за контролируемый период составил 27830 км (автомобиль «Mercedes-Benz 230», двигатель «М127»), наименьший пробег – 1350 км (автомобиль «ВАЗ-2106», двигатель «ВАЗ-2103»). Средний пробег составил около 18500 км.

Т а б л и ц а 13

Результаты испытаний восстановленных коленчатых валов

Марка двигателя	Средняя интенсивность изнашивания при различных методах восстановления (вал / вкладыш), 10^3 мкм/км				
	Газопламенное напыление проволокой (ТЕРКО)	Электрометаллизация (ЭМ-14)	Газопламенное напыление порошком (УПТР)	Газопламенное напыление шнуром (ТЕНА)	Электродуговая наплавка (УД-420)
«ЗМЗ-402»	2,40/3,54	2,52/3,80	2,37/3,81	-	Пробег до выхода из строя 1120 км
«ВАЗ-2103»	2,42/3,50	2,50/3,78	2,35/3,90	2,33/3,95	Пробег до выхода из строя 370 и 830 км
«ХВ1Т»	2,40/3,50	-	-	2,32/3,92	-
«Ford 2401»	2,37/3,52	2,51/3,77	-	-	-
«М 127»	-	-	2,39/3,79	-	-
«Fire 1100»	2,43/3,53	-	-	2,34/3,90	-

Наименьший износ шеек имели валы, восстановленные газопламенным шнуровым напылением, однако износ вкладышей при этом

был максимальным. Наименьший износ узла «шейка – вкладыш» имели валы, восстановленные газопламенным напылением композиционной шихты на основе терморезирующего хромоникелевого порошка (стоимость более 30 \$/кг) и газопламенным напылением проволокой из стали 40X13.

Так же, как и исследование износостойкости вкладышей и шеек коленчатых валов, данные испытания показали, что особое место в обеспечении работоспособности этой пары должны занимать меры, направленные на предохранение от попадания в зазор механических загрязнений. По данным работы [145], 70...80 % аварийных выходов из строя вкладышей в процессе эксплуатации происходит по этой причине.

Изучение ДВС с восстановленными валами показывает, что поступление механических загрязнений в зазор вызывается, как правило, не нарушением системы фильтрации масла двигателя, а наличием частиц напыляемого покрытия или абразива в смазочных каналах валов. Это является результатом некачественной очистки каналов после восстановления. Царапины образуются, как правило, в средней части вкладыша и сопровождаются локальным перегревом вкладыша и покрытия. Результаты исследований, проведенные на Ярославском моторном заводе [145], свидетельствуют о том, что температура в зоне прохождения частицы может достигать 450...500 °С.

Другой причиной низкой износостойкости пары «шейка – вкладыш» после восстановления вала может являться несоблюдение необходимой геометрии шеек после шлифования покрытий. Конусность и бочкообразность шеек вызывают резкое увеличение локальных нагрузок на отдельных участках вкладышей, что приводит к усталостному разрушению антифрикционного слоя вкладыша за весьма короткий срок эксплуатации.

Кроме причин, приводящих к быстрому изнашиванию сопряжения «вкладыш – вал», вызванных неправильным выбором процесса или нарушением технологии восстановления, следует отметить причины, зависящие от материала и конструкции самого вала. Так, около 80 % всех валов двигателей автомобилей марки «Opel» попадают на восстановление с прогибом 0,5...1,0 мм. На двигателях объемом 1300 см³ прогиб достигал 2 мм. В процессе восстановления необходимо или учитывать изгиб вала, устранив его за счет толщины слоя, или вводить операцию правки, что крайне нежелательно.

Имеются также валы, которые условно можно назвать «нежесткими». К этой группе относятся валы, установленные, например, в двигателях типа «Fiat Ducato D». После 6...8 тыс. км эксплуатации восстановленного вала напыленный слой выглядит «помутневшим», т.е. результат процесса изнашивания виден достаточно четко без измерений. Это обусловлено изгибом вала в процессе работы за счет его нежесткости.

Многообразие условий эксплуатации автомобильных агрегатов и деталей, так же как и автомобилей в целом, влияет на их надежность случайным образом. Поэтому надежность коленчатых валов двигателей – величина случайная, носит вероятностный характер и может быть определена только испытаниями и последующей обработкой результатов с использованием теории вероятностей и методов статистической обработки случайных величин. Это в полной мере относится и к коленчатым валам, выбракованным в результате износа шеек и восстановленным до номинального размера путем нанесения износостойких покрытий.

При соблюдении всех требований и условий технического обслуживания двигателей, а также технологии восстановления коленчатого вала, причиной выхода его из строя являются процессы изнашивания шеек, которые в свою очередь являются функцией пробега или времени эксплуатации. Таким образом, такой показатель надежности как долговечность, можно прогнозировать путем оценки износа после определенного пробега.

Под наблюдением находились 62 двигателя легковых автомобилей различной мощности (до 100 л.с.) с восстановленными под номинальный размер шейками коленчатых валов и имеющими различную наработку. К моменту прекращения испытаний из 62 валов 11 имели недопустимый износ шеек и были признаны исчерпавшими свой ресурс (отправлены на повторное восстановление), а 51 вал оставался работоспособным.

Экспериментальную оценку надежности восстановленных коленчатых валов производили следующим образом. Учитывая, что число отказов незначительно, полагаем приостановленные изделия условно отказавшими и расчет показателей надежности будем проводить по всей выборке, т.е. объем выборки $N = 62$. Значения наработки хорошо укладываются в интервал пробега 40...160 тыс. км. Ширину интервала принимаем $\Delta L = 20$ тыс. км, число интервалов $k = 6$. Среднее значение результатов эксперимента находим по формуле

$$L_{cp} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^k \bar{L}_i \cdot n_i . \quad (55)$$

Среднее значение в соответствии с законом больших чисел (теорема Чебышева) является приближенной статистической экспериментальной оценкой математического ожидания ресурса восстановленных коленчатых валов $M(L)$.

Затем рассчитываем оценку среднего квадратического отклонения

$$\sigma_L = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^k (\bar{L}_i - L_{cp})^2 \cdot n_i} \quad (56)$$

и значение коэффициента вариации

$$v_L = \frac{\sigma_L}{L_{cp}} . \quad (57)$$

Рассчитываем предельную абсолютную ошибку (погрешность) интервального оценивания математического ожидания

$$\Delta = t_{\frac{\alpha}{2}, v} \cdot \frac{\sigma_L}{\sqrt{N-1}} \quad (58)$$

и доверительный интервал для накопленного математического ожидания ресурса

$$L_{cp} - \Delta \leq M(L) \leq L_{cp} + \Delta . \quad (59)$$

Учитывая небольшой объем выборки, принимаем $\alpha = 0,1$.

Затем определяем относительную точность оценки математического ожидания

$$\delta = \frac{\Delta}{L_{cp}} . \quad (60)$$

Она характеризует относительную ширину половины доверительного интервала.

В каждом интервале определяем относительную частоту (частоту) и значения интегральной функции

$$m_i = \frac{n_i}{N}; \quad (61)$$

$$F(\bar{L}_i) = \sum_{i=1}^k m_i. \quad (62)$$

Результаты расчетов приведены в табл. 14.

Т а б л и ц а 14

Результаты обработки экспериментальных данных

Наименование и обозначение параметра	Номера интервалов наработки					
	1	2	3	4	5	6
Границы интервала ΔL_i , тыс. км	40...60	60...80	80...100	100...120	120...140	140...160
Значение середины интервала \bar{L}_i , тыс. км	50	70	90	110	130	150
Частота попадания n_i	4	13	20	11	10	4
Накопленная частота $\sum n_i$	4	17	37	48	58	62
Относительная частота m_i	0,06	0,21	0,32	0,18	0,16	0,06
Оценка интегральной функции $F(\bar{L}_i)$	0,06	0,27	0,59	0,77	0,94	1,00

Среднее значение оценки ресурса валов составляет $L_{cp} = 97,1$ тыс. км, половина ширины доверительного интервала $\Delta = 5,7$ тыс. км, доверительный интервал для математического ожидания $91,4 \text{ тыс. км} \leq M(L) \leq 102,8 \text{ тыс. км}$, относительная ошибка $\delta = 0,06$. Таким образом, половина ширины доверительного интервала составляет 6 % от среднего значения. Значение коэффициента вариации $v_L = 0,27$, которое показывает, что среднее квадратичное отклонение составляет 27 % от среднего значения.

Прикладное значение относительной частоты m_i заключается в том, что она характеризует процент отказа валов в каждом интервале. Как следует из табл. 14, 6 % валов откажут в интервале 40...60 тыс. км, 21 % – в интервале 60...80 тыс. км, 32 % – в интервале 80...100 тыс. км, 16 % – в интервале 120...140 тыс. км, 6 % – в интервале 140...160 тыс. км.

Графически результаты обработки данных эксперимента представлены на рис. 68 в виде гистограммы и полигона экспериментального распределения с указанием числовых характеристик распределения.

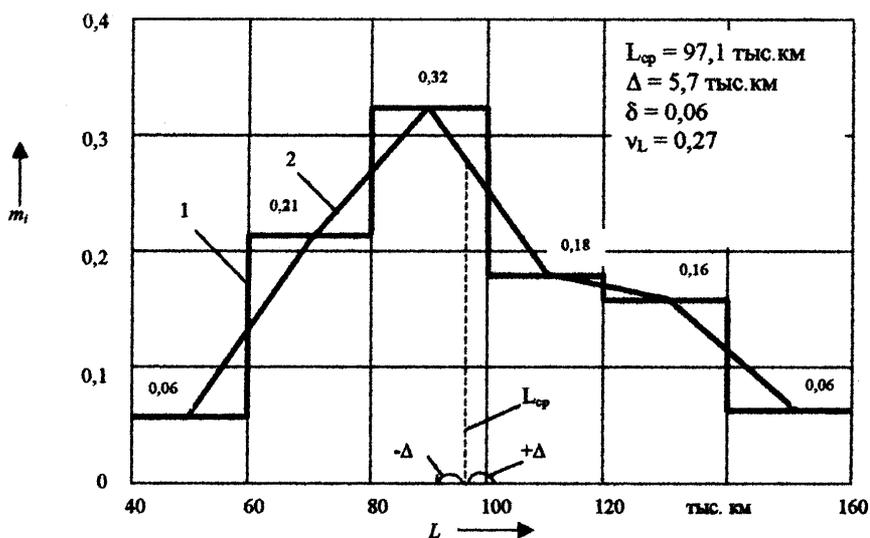


Рис. 68. Результаты экспериментальной оценки надежности восстановленных коленчатых валов:
1 – гистограмма; 2 – полигон экспериментального распределения

Прогнозирование надежности восстановленных коленчатых валов производили путем статистической обработки результатов наблюдений по методу Джонсона [146]. Предполагалось, что каждый работоспособный вал со временем выйдет из строя. 11 валов отнесли к группе отказавших, а 51 – к группе приостановленных объектов. Метод Джонсона дает возможность прогнозировать долговечность оставшихся работоспособных валов и определить показатели надежности всей выборки.

Обработка результатов испытаний производилась следующим образом [131].

Составили вариационный ряд отдельно из отказавших и приостановленных валов в порядке нарастания пробега (табл. 15).

Т а б л и ц а 15

Результаты расчета для оценки вероятности отказа валов

Наименование и обозначения параметра	Номера интервалов наработки					
	1	2	3	4	5	6
Середина интервала, L, тыс. км	50	70	90	110	130	150
Число отказов, n_i	0	1	2	3	4	1
Число приостановок, q_i	4	12	18	8	6	3
Коэффициент, Δ_i	1,0	1,068	1,239	2,267	3,506	7,714
Накопленная частота, d_i	0	1,068	3,545	10,405	24,430	32,140
Вероятность отказа $F(L_i)$	0	0,017	0,056	0,165	0,388	0,510

Определили накопленную частоту d_i , отнесенную к верхней границе интервала, с учетом приостановлений:

$$d_i = d_{i-1} + \Delta_i n_i; \quad (63)$$

$$\Delta_i = (N + 1 - d_{i-1}) / \left(N + 1 - \sum_{i=1}^{i-1} (n_i + q_i) \right), \quad (64)$$

Объем выборки $N = 62$.

Далее определили оценку вероятности отказа $F(L_i)$ при заданной наработке L_i (среднее значение накопленной частоты отказов или статистическая вероятность отказа):

$$F(L_i) = d_i / (N + 1). \quad (65)$$

Предполагаем, что распределение отказов подчиняется закону Вейбулла [147], поскольку с его помощью можно приблизиться к моделированию процессов возникновения внезапных отказов, когда параметр формы кривых близок к единице, и отказов из-за изнашивания, когда распределение становится близким к нормальному, а

также тогда, когда совместно действуют причины, вызывающие оба этих отказа.

Для нанесения вычисленных значений $F(L_i)$ на координатную сетку рассмотрим метод построения вероятностной сетки (прямоугольной координатной сетки с измененным масштабом) для распределения Вейбулла.

Вероятность отказа $F(L)$ в случае закона распределения Вейбулла определяется как [147]

$$F(L_i) = 1 - \exp \left[- \frac{L_i}{t_0} \right]^{b_\phi} \quad (66)$$

или

$$1/[1 - F(L_i)] = \exp \left[\frac{L_i}{t_0} \right]^{b_\phi} . \quad (67)$$

Если параметр формы кривых $b_\phi = 1$, имеет место экспоненциальный закон; если $b_\phi = 2,5 \dots 3,5$, – распределение Вейбулла приближается к нормальному.

Дважды прологарифмируем выражение (67):

$$\ln \ln \frac{1}{1 - F(L_i)} = b_\phi \ln \frac{L_i}{t_0} = \ln 10 b_\phi (\lg L_i - \lg t_0). \quad (68)$$

Обозначим

$$\ln \ln \frac{1}{1 - F(L_i)} = y; \quad \lg L_i = x; \quad -2,303 b_\phi \lg t_0 = C .$$

Тогда

$$y = 2,303 b_\phi x + C , \quad (69)$$

т.е. получена линейная зависимость. Если теперь построить координатную сетку, на которой по оси ординат будут отложены отрез-

ки, пропорциональные x , а по оси абсцисс – пропорциональные y , то выражение (69) будет представлено в виде прямой линии.

Обозначим масштаб по оси абсцисс K_x и отложим на ней отрезки

$$S_x(l) = K_x x, \quad (70)$$

где $K_x = L(\lg L_{\max} - \lg L_{\min})$.

Ширина графика L_x выбирается исходя из размера бумаги и таким образом, чтобы K_x было удобным числом.

Для выбора масштаба по оси ординат зададимся значениями $F_{\min}(L) = 0,001$ и $F_{\max}(L) = 0,999$ (при $F(t) = 0$ и $F(L) = 1$ выражение $\hat{y} = \ln \ln \frac{1}{1 - F(L)}$ теряет смысл).

Тогда

$$y_{\max} = \ln \ln \frac{1}{1 - 0,999} = 1,93;$$

$$y_{\min} = \ln \ln \frac{1}{1 - 0,001} = -6,91.$$

По оси ординат откладываем отрезки

$$S_y(F) = \frac{H}{y_{\max} - y_{\min}} \cdot y = \frac{H}{8,84} \cdot y. \quad (71)$$

Подставим значения L_{\max} и L_{\min} :

$$\lg L_{\max} - \lg L_{\min} = \lg 150 - \lg 50 = 2,176 - 1,699 = 0,477.$$

Выбрали масштаб $K_x = 250$. Ширина графика $L_T = K_x (\lg L_{\max} - \lg L_{\min}) = 250 \times 0,477 = 119,3$ мм. Выбрали высоту графика $H = 200$ мм.

Построим таблицу для проведения вспомогательных расчетов (табл. 16).

Таблица 16

Результаты расчета вероятностной сетки

Обозначения и формулы для расчетов	Номера интервалов					
	1	2	3	4	5	6
L_i , тыс. км	50	70	90	110	130	150
$X_i = \lg L_i$	1,699	1,845	1,954	2,041	2,114	2,176
$S_x(L_i) = K_x X_i$, мм	424,8	461,3	488,5	510,3	528,5	544,0
$S_x(L_i)$, мм (начало координат в точке $S_x(L_i) = 400$)	24,8	61,3	88,5	110,3	128,5	144,0
$\hat{Y} = \ln \ln 1 / (1 - F(L_i))$	-	-3,853	-2,347	-1,280	-0,144	0,444
$S_y(F_i) = 200 / 8,84 \hat{y} = 22,64 \hat{y}$, мм	-	-87,15	-53,1	-28,95	-3,26	10,04

Построим вероятностную шкалу, отложив по осям L и $F(L)$ соответствующие отрезки $S_x(L)$ и $S_y(F)$. Находим пересечения значений L_i и $F(L_i)$ и проводим прямую линию (рис. 69). Начиная с наработки $L = 70$ тыс. км, прямая соединяет точки, и это свидетельствует о том, что сделанные предположения о выборе закона распределения, по крайней мере начиная с этой наработки, правильны. Можно предположить, что в начальный период, т.е. при наработке до 60...65 тыс. км, отказы распределяются по экспоненциальному закону.

С помощью построенного графика определим показатели надежности восстановленных коленчатых валов.

Из выражения (70) и (71) следует

$$x = S_x(L) \left(\frac{1}{K_x} \right) \text{ и } y = S_y(F) \left(\frac{8,84}{H} \right). \quad (72)$$

Подставим выражение (72) в уравнение (69), где коэффициент при x есть угловой коэффициент:

$$\frac{8,84}{H} S_y(F) = \frac{2,303}{K_x} b_\phi S_x(L) + C; \quad S_y(F) = \frac{2,303}{8,84} \frac{b_\phi}{K_x} S_x(L) + C;$$

$$\frac{2,303H}{8,84} \frac{b_\phi}{K_x} = \operatorname{tg}\beta; \quad b_\phi = \frac{8,84K_x}{2,303H} \operatorname{tg}\beta. \quad (73)$$

Определив параметр b_ϕ распределения Вейбулла, находим второй параметр t_0 из выражения (67), из которого следует, что t_0 есть значение L , при котором $F(L) = 0,632$.

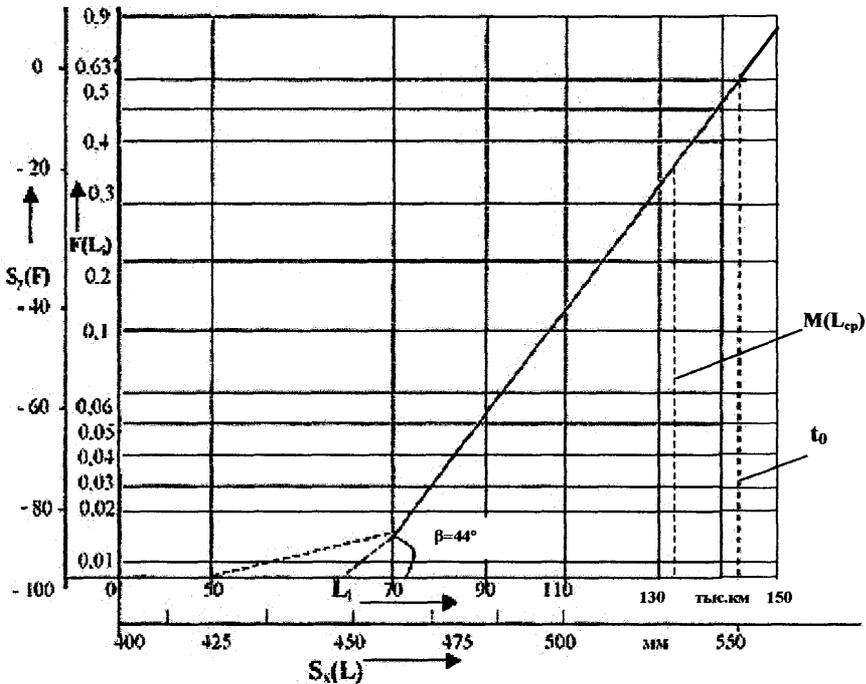


Рис. 69. Определение параметра распределения с помощью вероятностной сетки

Из формулы (70) $\lg t_0 = S_x(t_0)/K_x$. Замеряем $S_x(t_0) = 541$ мм и угол $\beta = 44^\circ$ (см. рис. 69). Тогда

$$b_\phi = \frac{8,84 \cdot 250}{2,303 \cdot 200} \operatorname{tg} 44^\circ = 4,63; \quad \lg t_0 = \frac{54,1}{250} = 2,164; \quad t_0 = 146 \text{ тыс. км.}$$

Для нашего случая закон Вейбулла описывается следующим выражением:

$$F(L_i) = 1 - \exp\left(-\frac{L_i}{146}\right)^{4,63}. \quad (74)$$

Полученные данные позволяют рассчитать любые параметры распределения и показатели надежности. Средняя наработка до первого отказа L_{cp} определяется как [148]:

$$L_{cp} = t_0 \Gamma\left(1 + \frac{1}{b_\phi}\right), \quad (75)$$

Гамма-функция Γ определяется с помощью таблиц [148].

$$L_{cp} = 146 \cdot \Gamma(1 + 1/4,63) = 146 \cdot \Gamma(1,216) = 146 \cdot 0,91 \approx 132 \text{ тыс. км,}$$

Таким образом, ресурс восстановленных газопламенным напылением коленчатых валов двигателей легковых автомобилей до ремонта составляет в среднем 132 тыс. км. Полученные результаты дают основание рекомендовать данную технологию восстановления для широкого внедрения в авторемонтном производстве [149].

З а к л ю ч е н и е

Коленчатые валы, как наиболее ответственные тяжело нагруженные детали, подвергающиеся периодическому воздействию давле-

ния газов и сил инерции поступательно движущихся масс, привлекают внимание исследователей с целью разработки мероприятий по повышению надежности их работы и увеличению срока службы. Конструктивные особенности коленчатых валов отечественных и зарубежных двигателей, а также анализ технологии их изготовления позволяют оценить тенденции и направления развития мирового двигателестроения.

Теоретическое рассмотрение динамической нагруженности коленчатых валов дало возможность на основе расчета максимальных напряжений, возникающих у поверхности шеек, разработать методику выбора способа восстановления этой сложной с точки зрения ее восстановления детали. Аналитическим путем показано, что с ростом мощности двигателя выше определенного предела нет необходимости стремиться к максимальной прочности сцепления, так как величина адгезии 50 МПа обеспечивает надежную работу валов с восстановленными шейками.

Эксплуатация и ремонт коленчатых валов в условиях автотранспортных предприятий требует внимательного и ответственного отношения к выполнению всех технологических операций, начиная от подбора вкладышей, установления зазоров, устранения погнутости и взаимного расположения отдельных поверхностей.

Оценка работоспособности коленчатых валов ДВС легковых автомобилей, восстановленных на различных предприятиях Беларуси, показала, что наименьшее количество дефектов (изломы, отслоение покрытий, повреждение вкладышей) имеют валы, восстановленные газопламенным напылением и электродуговой металлизацией. После приработки композиционные порошковые или наплавленные покрытия изнашиваются сильнее, чем покрытия, полученные распылением однородных по составу проволоочных материалов. Максимальная прочность сцепления покрытий с шейками валов (43...46 МПа) обеспечивается после струйно-абразивной обработки поверхности струей корунда с последующим газопламенным напылением подслоя из проволоки стали Х20Н80. Газопламенные проволоочные покрытия имеют более высокую износостойкость (на 10...40%), а коэффициент трения в 1,5 раза более низкий, чем литые сплавы, используемые для изготовления коленчатых валов. Минимальный коэффициент трения покрытий обеспечивается при распылении проволоки из стали 40Х13. На основании этого рекомен-

довано использовать ее в качестве материала для напыления шеек коленчатых валов двигателей легковых автомобилей.

Основной причиной снижения сопротивления усталости и, как следствие, малого срока службы коленчатых валов, восстановленных методами наплавки, является низкая пластичность материала в зоне сплавления. По результатам эксплуатационных испытаний двигателей с восстановленными шейками коленчатых валов установлено, что наибольший срок службы имеют валы, восстановленные методом газопламенного проволочного напыления. Прогнозируемый ресурс отремонтированных валов, по оценке методом статистической обработки материалов испытаний, составляет 132 тыс. км.

Таким образом, восстановление коленчатых валов автомобильных двигателей газопламенным напылением проволокой из стали 40X13 является эффективным технологическим процессом, обеспечивающим высокое качество и надежность их работы при восстановлении в специализированных предприятиях с соблюдением рекомендуемых авторами технических условий.

Л и т е р а т у р а

1. Карагодин В. И., Митрохин Н. Н. Ремонт автомобилей и двигателей. – М.: Мастерство; Высш. школа, 2001. – 496 с.
2. Настольная книга автомобилиста / Под ред. М.Хаскина. – М.: ООО «Гамма – пресс 2000», 2001. – 447 с.
3. Автомобили ВАЗ 2110-2111-2112: Руководство по эксплуатации, ремонту и техническому обслуживанию. – М.: ООО «Атласы автомобилей», 2000. – 224 с.
4. Автомобили «Москвич» 2141, 2335 и их модификации: Руководство по ремонту и каталог деталей. – М.: ООО «Атласы автомобилей», 2000. – 383 с.
5. Хрулев А. Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. – М.: За рулем, 1998. – 440 с.
6. Автомобили мира. 160 регулировочных параметров. – М.: ВТУЗ, 1995. – 206 с.
7. Вольво 340, 343, 345, 360. Устройство, техническое обслуживание и ремонт. – М., 1996. – 267 с.
8. Руководство по ремонту VW Golf Diesel, VW Jetta Diesel. – Мн.: Автостиль, 1996. – 272 с.

9. Устройство, ремонт и техническое обслуживание автомобилей Volkswagen Passat. – М.: Неон, 1995. – 295 с.

10. Парфенев М. Е., Юдкевич М. А. Автомобили «Мерседес-Бенц». – М.: Машиностроение, 1992. – 176 с.

11. Этцольд Х. Р. Уход – техническое обслуживание – ремонт Audi 80/90 1986-1991гг. – СПб.: ЕТС, 1997. – 198 с.

12. Этцольд Х.-Р. Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей Mazda 626. – Каунас: Аринас, 1995. – 304 с.

13. Корниенко С. В. Ремонт японских автомобилей. – М.: АСТ, 2002. – 206 с.

14. Руководство по ремонту и обслуживанию автомобилей Renault 9, 11. – Уфа: Техинформ, 1996. – 120 с.

15. Устройство – обслуживание – ремонт автомобилей Ford Escort / Orion. – Каунас: Аринас, 1995. – 268 с.

16. Гурин Ф. В., Гурин М. Ф. Технология автомобилестроения. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.

17. Гурин Ф. В., Клепиков В. Д., Рейн В. В. Технология автотракторостроения. – М.: Машиностроение, 1981. – 295 с.

18. Тракторные дизели: Справочник / Б.А.Взоров, А.В.Адамович, А.Г.Арабян и др.; Под общ. ред. Б.А.Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.

19. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1972. – 544 с.

20. Кинашвили Р. С. Расчет прочности коленчатых валов рядных авиационных двигателей // Труды ЦИАМ. – 1945. – № 94. – С. 70.

21. Долонговский В. А., Белоцерковский М. А., Гоман А. М. Расчет на прочность шеек коленчатых валов, восстановленных газотермическим напылением // Физика и технология тонкопленочных материалов. – 1996. – Вып. 3. – С. 104 – 116.

22. Коловский М. Э. Динамика машин. – Л.: Машиностроение, 1989. – 283 с.

23. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с.

24. Овсянников М. К., Петухов В. А. Судовые дизельные установки: Справочник. – Л.: Судостроение, 1986. – 422 с.

25. Белоцерковский М. А. Расчетная оценка возможностей термораспылительных методов восстановления деталей // Материалы, технологии, инструменты. – 1997. – № 3. – С. 22 – 25.

26. Ярошевич В. К., Ахмад Джафар, Белоцерковский М. А. Оптимизация технологий восстановления коленчатых валов автомобильных двигателей // Проблемы создания информационных технологий: Сб. научн. трудов. – Мн., 1998. – Вып. 1. – С. 52 – 56.

27. Бражкин Б. С., Кудинов А. А., Миротворский В. С. Средства контроля распределительных и коленчатых валов ДВС // Автомобильная промышленность. – 2000. – № 2. – С. 20 – 21.

28. Какучевский В., Трубачев И. Холодная позлементная правка чугуновых коленчатых валов // Автомобильный транспорт. – 1989. – № 6. – С. 38 – 39.

29. Савич Е. Л. Двигатели легковых автомобилей. – Мн.: Автостиль, 1998. – 112 с.

30. Савич Е. Л., Болбас М. М., Ярошевич В. К. Обслуживание и ремонт легковых автомобилей. – Мн.: Выш. школа, 2000. – 381 с.

31. Иванов В. П. Ремонт автомобилей. – Мн.: Дизайн-ПРО, 2001. – 208 с.

32. Савич Е. Л., Болбас М. М., Ярошевич В. К. Техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей. – Мн.: Выш. школа, 2001. – 479 с.

33. Савич А. С., Казацкий А. В., Ярошевич В. К. Проектирование авторемонтных предприятий. – Мн.: Адукацыя і выхаванне, 2002. – 256 с.

34. Винокуров В. Н., Шихалиев Х. Г. Совершенствование процесса полирования коленчатых валов двигателей: Сб. научн. трудов Моск. гос. ун-та леса. – 1997. – № 286. – С. 43 – 45.

35. Дюмин И. Е., Трегуб Г. Г. Ремонт автомобилей. – М.: Транспорт, 1998. – 280 с.

36. Горохов В. А., Руденко П. А. Ремонт и восстановление коленчатых валов. – М.: Колос, 1978. – 159 с.

37. Нигородов В. В., Ерочкин В. Г. Восстановление коленчатых валов автотракторных двигателей // Экспресс-информация ЦНИИТЭИ. – М.: Госкомсельхозтехника СССР, 1981. – 49 с.

38. Молодык Н. В., Зенкин А. С. Восстановление деталей машин: Справочник – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

39. Дорожкин Н. Н., Гимельфарб В. Н. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин. – Мн.: Ураджай, 1987. – 146 с.

40. Лельчук Л. М., Семенов М. Е., Фридман А. Е. Восстановление коленчатых валов с трещинами // Техника в сельском хозяйстве. – 1986. – № 10. – С. 43 – 44.

41. Восстановление коленчатых валов наплавкой порошковой проволоки / В. Какуевичкий, В. Шимановский, В. Прилипков и др. Автомобильный транспорт. – 1998. – № 8. – С. 36 – 37.

42. Безбородов И. А. Восстановление чугуновых коленчатых валов наплавкой // Техника в сельском хозяйстве. – 1986. – № 10. – С. 44 – 46.

43. Сидоров А. И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой. – М.: Машиностроение, 1987. – 192 с.

44. Кравцов Т. Г., Сторожев В. П. Восстановление деталей при ремонте судов. – М.: Транспорт, 1981. – 119 с.

45. Ульман И. Е., Тонн Г. А., Черноиванов В. И. Восстановительная наплавка коленчатых валов дизельных двигателей // Сварочное производство. – 1984. – № 6. – С. 38 – 39.

46. Нанесение покрытий плазмой / В.В.Кудинов, П.Ю.Пекшев, В.Е.Белашенко и др. – М., 1990. – 213 с.

47. Сидоров А. И., Ильясов К. Восстановление коленчатых валов тракторных двигателей плазменной наплавкой // Сварочное производство. – 1983. – № 4. – С. 33.

48. Результаты сравнительных усталостных испытаний коленчатых валов двигателей ГАЗ-24 и УАЗ-451 / Б.П.Давыдов, В.А.Денисов, А.А.Зариньш, А.И.Павлов // Восстановление деталей машин: Тез. докл. конф. – М., 1987. – С. 16.

49. Соловьев Б.М. Разработать и внедрить на ремонтных предприятиях Госкомсельхозтехники СССР технологические процессы, оборудование и оснастку для восстановления 7 наименований деталей ДВС с применением плазменного напыления: Отчет о НИР № ГР 01815011037. – Инв. № 0285.0020319. – М.: ВНИЦентр, 1984. – 58 с.

50. Л а б у ш е в С. О., Р ы ж к о в А. П. Исследование параметров процесса восстановления шеек коленчатых валов методом припекания / Повышение эффективности ремонта судовой техн.: Сб. труд. / Новосибирск, Новосиб. ин-т инженеров водного транспорта, 1993. – С. 57 – 62.

51. У т я г а н о в В. А. Термодинамическое моделирование процесса электроконтактного напекания металлических порошков при восстановлении коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 // Использование и обеспечение работоспособности машин и оборудования в с.-х. Западной Сибири / Омск, Омск. аграр. ун-т, 1996. – С. 35 – 39.

52. Л я л я к и н В. П. Научно обоснованные технологии восстановления коленчатых валов автотракторных двигателей // Сварочное производство. – 1993. – № 2. – С. 4 – 7.

53. Я р о ш е в и ч В. К., Г е н к и н Я. С., В е р е щ а г и н В. А. Электроконтактное упрочнение. – Мн.: Наука и техника, 1982. – 256 с.

54. С а ф р о н о в С. Л. Технология восстановления коленчатых валов электролитическим железнением в неоднородном электрическом поле // Восстановление деталей машин: Тез. докл. конф. – Рига; М.: Госагропром СССР, 1987. – С. 35.

55. С п и р и д о н о в Н. В., К о б я к о в О. С., К у п р и я н о в И. Л. Плазменные и лазерные методы упрочнения деталей машин. – Мн.: Выш. школа, 1988. – 154 с.

56. Л и т о в ч е н к о Н. Н., Р а д ж а б о в Г. Г. Электродуговая металлизация коленчатых валов и тормозных барабанов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1996. – № 8. – С. 31.

57. С у д е н к о в Е. Г., Р у м я н ц е в С. И. Восстановление деталей плазменной металлизацией. – М., 1980. – 148 с.

58. Технология восстановления чугуновых коленчатых валов плазменным напылением и физико-механические свойства материалов покрытий / Т.Н.Миллер, А.А.Ковалевский, А.Г.Пиладзис и др. // Газотермическое напыление покрытий. – 1986. – Т. 3. – С. 34 – 36.

59. Б е л а щ е н к о В. Е. Теоретические и аппаратурно-технологические основы нанесения покрытий электродуговой металлизацией: Дис. ... д-ра техн. наук. – М., 1988. – 241 с.

60. Н о в и к О. Ф. Разработка процессов нанесения электрометаллизационных износ- и коррозионно-стойких покрытий из ком-

позиционной проволоки Al-Ni с использованием электронно-лучевой обработки: Дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 1992. – 186 с.

61. К и с е л е в Л. А., Б л о х и н В. В. Восстановление коленчатых валов автомобильных двигателей воздушно-плазменным напылением // Сварочное производство. – 1994. – № 9. – С. 22 – 23.

62. Б а з ы л е в а Л. М. Гибкие шнуровые материалы для напыления покрытий «холодным» способом // Технология судоремонта. – 1992. – № 1. – С. 19 – 21.

63. З а т о к а А. Е. Гибкие шнуровые материалы – новое современное развитие газопламенных методов напыления и наплавки // Технология судоремонта. – 1992. – № 1. – С. 13 – 18.

64. Газотермические покрытия из порошковых материалов / Ю.С.Борисов, Ю.А.Харламов, С.А.Сидоренко и др. – Киев, 1987. – 218 с.

65. П а х о м о в Е. Е., П е р е в е р з е в Ю. Н., Н е т е с а М. В. Опыт восстановления коленчатых и распределительных валов автомобилей методом газотермического напыления // Автоматическая сварка. – 1987. – № 2. – С. 64 – 65.

66. Г о р б а т о в И. Н., П о р я д ч е н к о П. Е., Д и д о к П. И. Восстановление коленчатых валов автомобилей дуговой металллизацией // Сварочное производство. – 1990. – № 7. – С. 28 – 29.

67. Г о в о р и н Е. В. Газопламенное напыление из порошков. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. – 46 с.

68. К у д и н о в В. В., И в а н о в В. М. Нанесение плазмой тугоплавких покрытий. – М.: Машиностроение, 1981. – 116 с.

69. Б а р т е н е в С. С., Ф е д ь к о Ю. П., Г р и г о р о в А. И. Детонационные покрытия в машиностроении. – Л.: Машиностроение, 1982. – 140 с.

70. Ш а р о в В. М. Металлизационные покрытия. – Киев: Будівельник, 1981. – 80 с.

71. К р е ч м а р Э. Напыление металлов, керамики и пластмасс. – М.: Машиностроение, 1966. – 432 с.

72. Газотермическое напыление. Состояние и перспективы / А.П.Алхимов, С.В.Клинков, В.Ф.Косарев, Н.И.Нестерович // Пленки и покрытия-98: Труды межд. конф. – СПб., 1998. – С. 20 – 25.

73. Х а с у и А., М о р и г а к и О. Наплавка и напыление. – М.: Машиностроение, 1985. – 239 с.

74. Х а с у и А. Техника напыления. – М.: Машиностроение, 1975. – 287 с.

75. Теория и практика газопламенного напыления / П.А.Витязь, В.С.Ивашко, Е.Д.Манойло и др. – Мн.: Навука і тэхніка, 1993. – 295 с.

76. Mayer C.A. Thermal spray coating – a money-saving technology // Welding Des. and Fabr. – 1982. – 55. – No 2. – P. 66 – 79.

77. Kretzshmar E. Protection against wear by powder flame spraying // 11th Anternational Thermo Spray Couf: Montreal, 1986. – P. 367 – 375.

78. Я р о ш е в и ч В. К., Б е л о ц е р к о в с к и й М. А. Антифрикционные покрытия из металлических порошков. – Мн.: Наука и техника, 1981. – 174 с.

79. Б е л о ц е р к о в с к и й М. А., Б а р а н о в с к и й В. Э. Активированное напыление покрытий комплексом «ТЕРКО» // Газотермическое напыление в промышленности-93. – СПб., 1993. – С. 74 – 77.

80. Ш а м к о В. К., В е р и ш к о П. К. Пропитка газотермических покрытий // Разработка и применение технологии, оборудования и материалов для газотермических процессов нанесения защитных покрытий: Тез. докл. конф. – Мн., 1990. – С. 61.

81. Применение газотермического напыления для изготовления вкладышей подшипников судовых дизелей и газовых турбин / Ю.Ф.Сычков, В.И.Володин, В.Н.Егоров и др. // Пленки и покрытия-98. – СПб., 1998. – С. 159 – 160.

82. Л у з а н С. А., Г р и ш и н И. Я. Исследование свойств и разработка плазменного нанесения бронзовых покрытий взамен бронзовых втулок в конструкции тракторов типа 150-К // Поверхностный слой, точность и эксплуатационные свойства деталей машин: Тез. докл. семинара. – М., 1990. – С. 1 – 7.

83. Б е л о ц е р к о в с к и й М. А., Д о л о н г о в с к и й В. А. Возможности использования термоструйного напыления при ремонте деталей тепловозов // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии: Тез. докл. конф. – Гродно, 1994. – С. 81.

84. И л ь ю щ е н к о А. Ф., К р е м к о В. В., С а в ч е н к о в Н. А. Восстановление коленчатых валов двигателей // Разработка и применение технологии, оборудования и материалов для газотермических процессов нанесения защитных покрытий: Тез. докл. конф. – Мн., 1990. – С. 46.

85. Исследование усталостной прочности и износостойкости напыленных чугуновых коленчатых валов / В.Е.Панин, Е.А.Ковалевский, В.А.Клименов, В.П.Безбородов // Электронно-лучевые и газотермические покрытия: Сб. науч. трудов. – Киев, 1988. – С. 146 – 151.

86. Изучение возможности замены втулок валов в подшипниках скольжения с водяной смазкой / А.И.Зверев, Л.Н.Коштман, О.А.Иванько, В.Ф.Путятин // Новые процессы и оборудование для нанесения покрытий: Тез. докл. конф. – Симферополь, 1990. – С. 33 – 34.

87. Черновол М. И. Упрочнение и восстановление деталей машин композиционными покрытиями. – Киев: Вища школа, 1992. – 79 с.

88. Металлические порошки для газотермического напыления покрытий. – Тула: АО «Полема», 1998. – 3 с.

89. Черновол М. И., Златопольский Ф. И., Лопата Л. А. Современные материалы для восстановления и упрочнения деталей машин. – Кировоград, 1994. – 83 с.

90. Заток А. Е. Газотермическое напыление и наплавка с использованием гибких шнуровых материалов // Пленки и покрытия-98. – СПб., 1998. – С. 218 – 224.

91. Благодарный В. М., Ильющенко А. Ф., Оковитый В. А. Технология производства порошков из стружки цветных металлов для нанесения антифрикционных покрытий // Ресурсосберегающие технологии в сварочном производстве: Тез. докл. конф. – Могилев, 1998. – С. 30.

92. Пик В. А. Технологический процесс восстановления коленчатых валов дизельных двигателей // Защитные покрытия при изготовлении деталей машин и их ремонте: Тез. докл. конф. – Мн., 1992. – С.62.

93. Завистовский В. Э., Пик В. А., Кравченко Н. Л. Исследование усталостной прочности восстановленных стальных коленчатых валов // Павышэнне тэхнічнага ўзроўню і надзейнасці машын: Тез. докл. конф. – Мн., 1993. – С. 55 – 56.

94. Пик В. А., Кардаш Н. В. Восстановление шеек коленчатых валов электродуговой металлизацией // Современные материалы, оборудование и технологии упрочнения и восстановления деталей машин: Сб. тез. докл. конф. – Новополоцк, 1993. – С. 70.

95. П и к В. А. Использование ресурсосберегающих технологий напыления при ремонте дизельных двигателей // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии: Сб. тез. докл. конф. – Гродно, 1994. – С. 108 – 109.

96. Л и п к о О. Г., Р у д о й А. П. Исследование режимов дуговой металлизации при восстановлении коленвалов // Современные материалы, оборудование и технологии упрочнения и восстановления деталей машин: Тез. докл. конф. – Новополоцк, 1995. – С. 70 – 71.

97. Б а р а н о в с к и й В. Э. Применение активированной электрометаллизации при восстановлении тяжелонагруженных коленчатых валов // Современные материалы, оборудование и технологии упрочнения и восстановления деталей машин: Сб. тез. докл. конф. – Новополоцк, 1993. – С. 65.

98. Исследование износостойкости восстановленных коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания / А.Л.Лисовский, В.И.Сороговец, Ф.И.Пантелеенко, В.Ф.Гузов // Современные материалы, оборудование и технологии упрочнения и восстановления деталей машин: Сб. – Новополоцк: ПГУ, 1997. – Вып. 3. – С. 135 – 136.

99. И в а ш к о В. С., Б у й к у с К. В. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин активированной дуговой металлизацией // Защитные покрытия и сварка. – Мн.: НИКТИ СП с ОП, 1998. – С. 45 – 46.

100. П а н и н В. Е., К о в а л е в с к и й Е. А., К л и м е н о в В. А. Исследование усталостной прочности и износостойкости напыленных чугунных коленчатых валов // Электронно-лучевые и газотермические покрытия: Сб. трудов ИЭС им. Патона. – Киев, 1988. – С. 146 – 151.

101. С о л о в ь е в Б. М. Восстановление шеек чугунных коленчатых валов плазменным напылением // Современное оборудование и технологические процессы для восстановления и упрочнения деталей машин: Тез. докл. конф. “Ремдеталь-88”. – М., 1988. – Ч. 2. – С. 23 – 24.

102. Б а р а н к е в и ч М. М. Опыт восстановления коленчатых валов двигателей ЗМЗ с применением плазменной металлизации на Полоцком АРЗ // Современное оборудование и технологические процессы для восстановления и упрочнения деталей машин: Тез. докл. конф. “Ремдеталь-88”. – М., 1988. – Ч. 2. – С. 49 – 50.

103. Волосенков В. Е., Куприянов И. Л. Порошки для газотермических покрытий. Состав. Свойства. Применение. – Мн., 1987. – 186 с.

104. Ющенко Н. А., Борисов Ю. С. Газотермическое нанесение покрытий: современные достижения и перспективы развития // Газотермическое напыление в промышленности и за рубежом: Сб. докл. науч. техн. конф. – Л., 1991. – С. 8 – 11.

105. Клубникин В. С. Воздушно-плазменное восстановление и упрочнение коленчатых валов // Газотермическое напыление в промышленности и за рубежом: Сб. докл. научн. техн. конф. – Л., 1991. – С. 104.

106. Гополянский П. А., Соснин Н. А., Ермаков С. А. Плазменное напыление коленчатых валов двигателей с использованием серийных сварочных источников тока // Газотермическое напыление в промышленности и за рубежом: Сб. докл. науч. техн. конф. – Л., 1991. – С. 108.

107. Баранкевич М. М., Иванов В. П. Восстановление шеек коленчатых валов из высокопрочного чугуна // Современные материалы, оборудование и технологии упрочнения и восстановления деталей машин: Сб. тез. докл. конф. – Новополоцк, 1993. – С. 122 – 123.

108. Влияние лазерного термоупрочнения на сопротивление усталости и износостойкость коленчатого вала из чугуна ВЧ70 / А.М.Бернштейн, А.А.Гусенков, И.М.Петрова и др. // Вестник машиностроения. – 1993. – № 1. – С. 53 – 56.

109. Девойно О. Г., Кардаполова М. А. Технология восстановления коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания // Защитные покрытия и сварка. – Мн., НИКТИ СП с ОП, 1998. – С. 42 – 44.

110. Сахнович В. Т., Полупан Ю. В., Чагаев В. А. Разработка технологий восстановления автомобильных деталей газопламенным напылением // Защитные покрытия при изготовлении деталей машин и их ремонте: Тез. докл. конф. – Мн., 1992. – С. 20.

111. Жевченко Ю. Ю. Методами газотермического упрочнения // Автомобильная промышленность. – 1993. – № 7. – С. 38 – 39.

112. Голубев В. В., Тихонович Я. З. Восстановление деталей автомобилей газопламенным напылением // Современные

материалы, оборудование и технологии упрочнения и восстановления деталей машин: Сб. тез. докл. конф. – Новополюцк, 1993. – С. 89.

113. Б у р о в И. С., Г о л у б е в В. В., Т и х о н о в и ч Я. З. Восстановление шеек коленчатых валов автомобилей и компрессоров газопламенным напылением // Газотермическое напыление в промышленности: Сб. трудов конф. – СПб., 1993. – С. 122.

114. Б у ч к и н Ю. В., К у х а р е в А. А. Восстановление коленчатых валов газопламенным напылением гибких шнуровых материалов // Перспективные технологии машиностроения и современность: Сб. трудов науч.-техн. конф. – Севастополь, 1997. – С. 41 – 42.

115. Thermal spraying capability expands // Powder Metallurgy International. – 1991. – V. 24, No 4. – P. 240 – 242.

116. The next generation in spray technology // Powder Metallurgy International. – 1992. – V. 24, No 6. – P. 379.

117. Д о р о ж к и н Н. Н., П о л у п а н Ю. В. Совершенствование оборудования и технологии газопламенного напыления проволочных материалов // Современное оборудование и технологические процессы для восстановления и упрочнения деталей машин: Тез. докл. конф. «Ремдеталь-88». – М., 1988. – Ч. 2. – С. 29 – 30.

118. Б е л о ц е р к о в с к и й М. А., А б у г о в А. А. Восстановление деталей оборудования высокоэффективными методами // Мир инструмента. – 1995. – № 2. – С. 14.

119. Белоцерковский М.А. Активированное газопламенное распыление проволочных материалов // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2002. – № 1. С. 11 – 15.

120. Б е л о ц е р к о в с к и й М. А., Д о л о н г о в с к и й В. А. Оценка тепловых параметров и производительности проволочного термораспылителя // Физика и технология тонкопленочных материалов. – Гомель: БелГУТ, 1996. – С. 82 – 89.

121. Ingham H. S., Shepard A. P. Flame spray handbook. Vol 1. Wire Process. – New York, Westbury: METCO INC., 1964. – 131 p.

122. Б е л о ц е р к о в с к и й М. А. Теория и практика восстановления деталей термоструйным напылением проволочных материалов // Ресурсо- и энергосберегающие технологии на транспорте и строительном комплексе: Тез. докл. конф. – Гомель, 1995. – С. 165.

123. Теория и практика нанесения защитных покрытий / П.А.Витязь, В.С.Ивашко, А.Ф.Ильющенко и др. – Мн.: Беларуская навука, 1998. – 583 с.

124. Смирнов Н. С., Простаков А. В. Очистка поверхности стали. – М., Металлургия, 1965. – 216 с.

125. Карпинос Д. М., Зильберберг В. Г., Вяльцев А. М. О дробеструйной подготовке поверхности плазменного напыления // Порошковая металлургия. – 1978. – № 9. – С. 25 – 28.

126. Гарбер М. И. Прогрессивные методы подготовки поверхности // Журнал Всесоюзного химического общества. – 1980. – Т. 25, № 2. – С. 129 – 137.

127. Ивашко В. С. Прочность сцепления покрытий из самофлюсующихся твердых сплавов // Машиностроение. – Мн., 1979. – Вып. 2. – С. 103 – 105.

128. Ярошевич В. К., Ахмад Джафар. Выбор рациональных технологий и оборудования для восстановления коленчатых валов автомобильных двигателей // Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники: Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию академика С.И.Назарова. – Горки, 1998. – Ч. 2. – С. 66 – 69.

129. Ярошевич В. К., Белоцерковский М. А., Ахмад Джафар. Исследование режимов восстановления коленчатых валов двигателей // Сварка и родственные технологии: Республ. межведом. сб. науч. трудов. – Мн.: БГНПК ПМ НИКТИСП с ОП, 2000. – № 3. – С. 108 – 109.

130. Иванова В. С., Терентьев В. Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 264 с.

131. Ярошевич В. К., Янкевич Н. С., Белоцерковский М. А. Сопротивление усталости восстановленных коленчатых валов // Сварка и родственные технологии. – 2001. – № 4. – С. 97 – 99.

132. Янкевич Н. С. Совершенствование методов расчета и моделирования сопротивления усталости и напряженного состояния коленчатых валов тракторных двигателей: Дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 1989. – 170 с.

133. Исследование усталости коленчатых валов, восстановленных нанесением покрытий / В.К.Ярошевич, Н.С.Янкевич, М.А.Белоцерковский, Е.Л.Савич // Вестник БГПА. – 2002. – № 1. – С. 47 – 49.

134. Плазменное напыление гетерогенных антифрикционных покрытий / А.Ф.Ильющенко, С.Б.Соболевский, В.А.Оковитый и др. // Газотермическое напыление в промышленности-93: Докл. межд. семина. – СПб., 1993. – С. 28 – 30.

135. Я р о ш е в и ч В. К., Б е л о ц е р к о в с к и й М. А., А х м а д Д ж а ф а р. Технологические проблемы восстановления коленчатых валов// Проблемы создания информационных технологий: Сб. науч. трудов МАИТ. – Мн., 1999. – Вып. 3. – С. 69 – 74.

136. К л и м е н к о С. А., М у к о в о з Ю. А. Механическая обработка износостойких защитных покрытий. – Киев, 1991. – 214 с.

137. Н а з а р о в А., И ш а н к у л и е в Р. Повышение точности балансировки коленчатых валов // Автомобильный транспорт. – 1989. – № 7. – С. 41 – 43.

138. Разработка и освоение технологии плазменного напыления коленчатых валов двигателей ЗМЗ / В.А.Клименов, В.В.Марущенко, В.И.Назаренко и др. // Научно-технические разработки по вопросам механизации и электрификации. – М.: АгроНИИТЭИИТО, 1987. – Вып. 2. – С. 23 – 24.

139. Исследование износостойкости восстановленных коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания/ Ф.И.Пантелеенко, В.Ф.Гузов, В.И.Сороговец, А.Л. Лисовский // Оборудование, материалы и технологии упрочнения и восстановления деталей машин. – Новополоцк: ПГУ, 2001. – С. 373 – 376.

140. И в а ш к о В. С. Восстановление деталей машин напылением шнуровых материалов / Технологические процессы восстановления деталей сельскохозяйственной техники. – Мн.: БАТУ, 2001. – Вып. 7. – С. 86 – 89.

141. Crankshaft repaired at 30 % saving//Welding Journal. – 1979. – Vol. 58, No 2. – P. 710 – 715.

142. К р а г е л ь с к и й И. В., Д о б ы ч и н М. Н., К о м б а л о в В. С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

143. М и ш и н И. А. Долговечность двигателей. – Л.: Машиностроение, 1976. – 288 с.

144. К р ы л о в В. Ю., С м о л и н с к и й В. П., Б о в к у н В. А. Тонкослойная наплавка порошковой проволокой // Современное оборудование и технологические процессы для восстановления и

упрочнения деталей машин: Тез. докл. науч.-техн. конф. – М.: АгроНИИТЭИИТО, 1988. – С. 12 – 13.

145. А н т р о п о в Б., С л а б о в Е. Обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей // Автомобильный транспорт. – 1998. – № 3. – С. 46 – 49.

146. РТМ 37.001-006-74. Обработка результатов незавершенных испытаний на долговечность изделий автомобилестроения. – М.: НАМИ, 1976. – 40 с.

147. Г у р в и ч И. Б., С ы р к и н Л. Э. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей. – М.: Транспорт, 1984. – 141 с.

148. Ш о р Я. Б., К у з ь м и н Ф. И. Таблицы для анализа и контроля надежности. – М.: Советское радио, 1968. – 284 с.

149. Я р о ш е в и ч В. К., Б е л о ц е р к о в с к и й М. А., А х м а д Д ж а ф а р. Усовершенствование технологий газотермического напыления коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания // Известия Белорусской инженерной академии. – 2000. – № 1(9). – С. 42 – 45.

Содержание

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.	3
Введение.	6
1. КОНСТРУКЦИИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.	7
2. ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ.	28
3. ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ.	41
4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ.	66
5. РЕМОНТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ.	74
6. ВОССТАНОВЛЕНИЕ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ.	97
7. РАБОТОСПОСОБНОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ С ИЗНОСОСТОЙКИМИ ПОКРЫТИЯМИ.	141
Заключение.	161
Литература.	163

Научное издание

ЯРОШЕВИЧ Владимир Кириллович
БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ Марат Артемович
САВИЧ Евгений Леонидович

КОЛЕНЧАТЫЕ ВАЛЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Редактор Т.Н.Микулик. Корректор М.П.Антонова
Компьютерная верстка Н.А.Школьниковой

Подписано в печать 17.12.2003.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 10,3. Уч.-изд. л. 8,0. Тираж 200. Заказ 536.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

Лицензия ЛВ №155 от 30.01.2003. 220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.