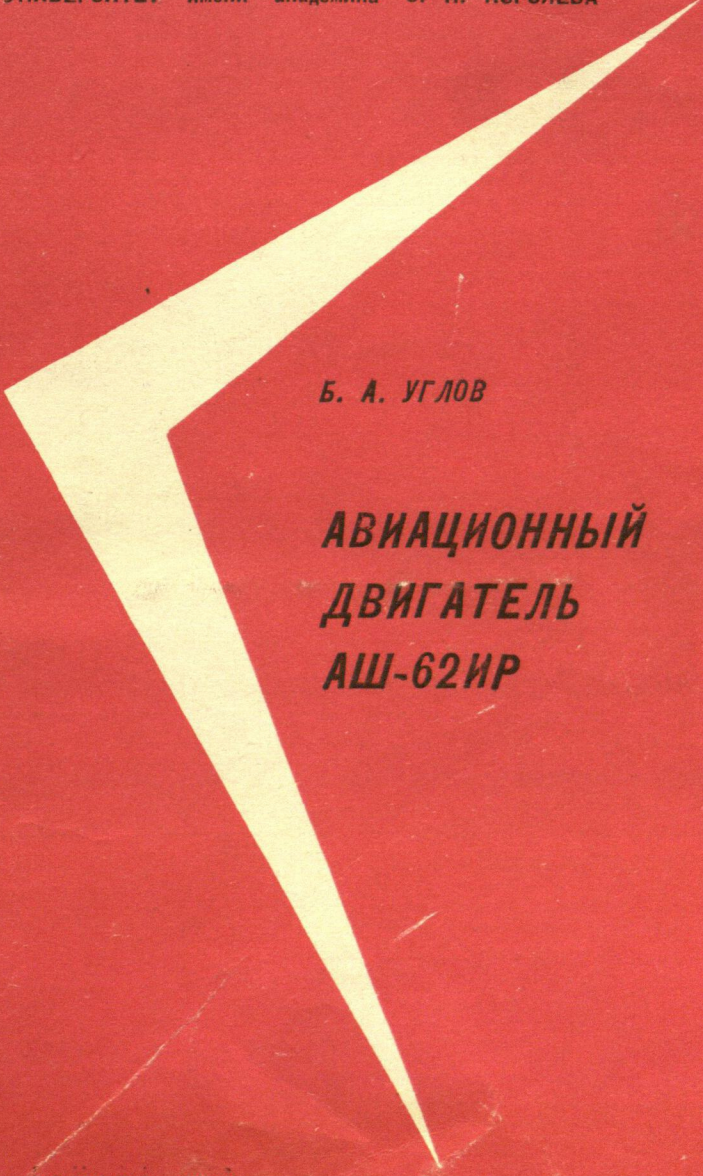


УДАУ: 617
У 254
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА



Б. А. УГЛОВ

**АВИАЦИОННЫЙ
ДВИГАТЕЛЬ
АШ-62ИР**

САМАРА 1992

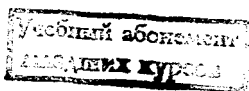
МИНИСТЕРСТВО НАУКИ, ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ
И ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

Б. А. УГЛОВ₉₉

АВИАЦИОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ АШ-62ИР

Учебное пособие



САМАРА 1992

УДК 621.431.75.004(075)

Авиационный двигатель АШ-62ИР: Учеб. пособие/
Б. А. Углов. Самар. аэрокосмич. ун-т, Самара, 1992.
112 с.
ISBN 5—230—16928—1.

Изложены общие сведения, процессы рабочего цикла, условия работы и конструкция силовых узлов и механизмов двигателя.

Пособие предназначено для студентов специальности 13.03, изучающих конструкцию и техническое обслуживание двигателя АШ-62ИР, и может быть полезно для специалистов, работающих в эксплуатационных подразделениях. Выполнено на кафедре эксплуатации летательных аппаратов и двигателей.

Ил. 98.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королева

Рецензенты: ведущий инженер концерна «Аэроvolга» В. А. Хитов, доц. каф. КиПДЛАСГАУ к.т.н. Е. А. Панин, доц. каф. МОНП СПТИ к.т.н. В. Л. Папировский, зав. каф. МОНП СПТИ к.т.н. В. Г. Саркисов

ISBN 5—230—16928—1

© Самарский государственный
аэрокосмический университет,
1992

1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

Авиационный двигатель внутреннего сгорания АШ-62ИР — звездообразный, однорядный, девятицилиндровый, бензиновый, карбюраторный, четырехтактный, воздушного охлаждения, с принудительным воспламенением топливовоздушной смеси от электрической искры.

Двигатель создан коллективом под руководством А. Д. Швепова на базе его же двигателей М-62 и М-63 в 1937 г.

Двигатель имеет однокоростной приводной центробежный нагнетатель, поддерживающий мощность до высоты 1500 м. Вращение воздушного винта осуществляется через редуктор планетарного типа, уменьшающий частоту вращения коленчатого вала, что позволяет использовать винт большого диаметра с высоким КПД. Изменение угла установки лопасти винта (тяги, создаваемой воздушным винтом при изменении летчиком мощности двигателя) и поддержание постоянной частоты его вращения на основных эксплуатационных режимах осуществляется автоматически регулятором постоянства оборотов. Качество топливовоздушной смеси при изменении высоты полета автоматически поддерживается высотным корректором карбюратора.

Запуск двигателя производится с помощью электронерционного стартера.

Для обслуживания различных систем самолета Ан-2 двигатель оборудован генератором постоянного тока и воздушным компрессором.

В пособии рассматривается двигатель АШ-62ИР 15-й серии, выпускаемый с 1964 г. С особенностями более поздних модификаций двигателя (АШ-62М, АШ-62ИР с продленным ресурсом и АШ-62Н) можно познакомиться в книге: Л а б а з и н П. С. Авиационный двигатель АШ-62ИР. М.: Транспорт, 1972. 384 с.

1.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

Рабочий объем всех цилиндров, л	29,27
Диаметр цилиндра, мм	155,5
Ход поршня (для цилиндра № 1), мм	174,5
Степень сжатия	$6,4 \pm 0,1$
Порядок нумерации цилиндров	по часовой стрелке на виле двигателя сзади, начиная с верхнего цилиндра

Направление вращения на виле сзади

коленчатого вала	правое (по часовой стрелке)
вала винта	то же

Максимально допустимая частота вращения

коленчатого вала, об/мин	2350 (не более 30 с)
--------------------------	----------------------

Минимально устойчивая частота вращения, об/мин	500
--	-----

Расчетная высота, до которой нагнетатель поддерживает $P_k=900$ мм рт. ст. (без учета скоростного напора), м	1500
--	------

Режимы работы двигателя

Наименование режима	Мощность, кВт (л. с.)	Частота вращения коленвала, об/мин	Давление за нагнетателем, мм рт. ст.	Расход топлива, г/кВт·ч	Время работы
Взлетный	736 ($100 \pm 2\%$)	2200 ± 20	1050	≥ 400	непрерывно < 5 мин.
Номинальный наземный	603,5 ($820 \pm 2\%$)	2100 ± 20	900 ± 10	$380 \div 400$	≥ 1 часа
Номинальный на расчетной высоте 1500 м	618,2 ($840 \pm 2\%$)	2100 ± 20	900 ± 10	$380 \div 400$	≥ 1 часа
Эксплуатационный $0,9 N_{\text{еном}}$	543,2 (738)	2030 ± 20	830 ± 10	$360 \div 380$	полный ресурс
Крейсерские $0,75 N_{\text{еном}}$	452,6 (615)	1920 ± 10	765 ± 15	$340 \div 355$	то же
$0,60 N_{\text{еном}}$	362,1 (492)	1780 ± 10	680 ± 15	$315 \div 335$	—→—
$0,50 N_{\text{еном}}$	302 (410)	1670 ± 10	620 ± 15	$315 \div 330$	—→—
Малый газ $(0,03 \dots 0,07) \times N_{\text{еном}}$		550 ± 10	350 ± 50		—→—

1.2. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

Сорт топлива	бензин Б91/115
Давление бензина перед карбюратором, кгс/см ² :	
на малом газе	не менее 0,15
на крейсерских режимах	0,20—0,30
на номинальных режимах	0,30—0,35

1.3. МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА

Сорт масла	МК-22 или МС-20
Срок работы масла, ч	100
Давление масла, кгс/см ² :	
на режиме малого газа	≥ 2
на частоте вращения 700—800 об/мин	≥ 3
на эксплуатационном режиме	4—5
Температура входящего масла, °С:	
рекомендуемая	60—70
минимально допустимая	> 50
максимально допустимая (при давлении ≥ 3 кгс/см ² не более 3 мин)	85
Температура выходящего масла, °С:	
рекомендуемая	< 115
максимально допустимая (не более 10 мин)	125
Расход масла на $N_{\text{экспл}}$ г/л.с. * 4	≤ 15

1.4. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ ЦИЛИНДРОВ

Температура головок цилиндров (под задней свечой первого цилиндра), °С:	
минимальная перед пробой двигателя и в полете	140—150
нормальная в полете	< 215
рекомендуемая в полете на крейсерских режимах	165—200
максимально допустимая (на взлете не более 5 мин и в наборе высоты не более 15 мин.)	245

1.5. ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

Открытие и закрытие клапанов в градусах угла поворота коленчатого вала (регулирование по цилиндру № 1):	
клапан впуска:	
открытие (до ВМТ в такте выпуска)	15 + 10
закрытие (после ВМТ в такте сжатия)	44
фаза впуска	239 + 10
клапан выпуска:	

открытие (до НМТ в такте расширения)	74
закрытие (после ВМТ в такте впуска)	25+10
фаза выпуска	270+10
фаза перекрытия клапанов	40—60
Зазор между роликами рычагов и штоками клапанов, мм:	
холодный двигатель	0,5
работающий двигатель	1,9

1.6. ЗАЖИГАНИЕ

Порядок зажигания в цилиндрах	1—3—5— —7—9—2— —4—6—8
Опережение зажигания в градусах поворота коленвала:	20±0,5
правое магнето (до ВМТ в такте сжатия)	20±0,5
левое магнето (до ВМТ в такте сжатия)	15±0,5
Зазор между электродами свечи, мм	0,28—0,36

1.7. АГРЕГАТЫ, УСТАНОВЛЕННЫЕ НА ДВИГАТЕЛЕ

Карбюратор	АКМ-62ИР
Бензиновый насос	БНК-12БК
Масляный насос	МШ-8М
Масляный фильтр	МФМ-25
Воздушный винт	АВ-2
Регулятор постоянства оборотов	Р-9СМ2
Электроинерционный стартер	РИМ-24
Генератор	ГСК-1500
Воздушный компрессор	АК-50М

1.8. ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ И ВЕСОВЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр двигателя по шпилькам крепления крышек клапанных коробок, мм	1380+5
Длина двигателя без стартера и генератора, мм	1130
Сухой вес двигателя (без генератора, стартера и деталей крепления воздушного внята), кг	567±12

1.9. РЕСУРС ДВИГАТЕЛЯ

До первого ремонта, ч	1000
Амортизационный срок, ч	6000

2. ПРОЦЕССЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Поршневыми двигателями внутреннего сгорания называются тепловые двигатели, в которых процессы сжигания топлива и преобразование тепла в механическую работу происходят в замкнутом объеме, ограниченном цилиндром с головкой и подвижным поршнем.

В четырехтактном двигателе происходящие изменения состояния рабочего тела — газа совершаются за четыре хода поршня (такта), т. е. за два оборота коленчатого вала.

Авиационные поршневые двигатели внутреннего сгорания являются двигателями легкого топлива, в качестве которого используются различные сорта авиационных бензинов.

2.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Характерными положениями поршня в цилиндре являются верхнее — верхняя мертвая точка (ВМТ) и нижнее — нижняя мертвая точка (НМТ), в которых скорость его движения равна нулю. В этих точках происходит изменение направления перемещения поршня.

Расстояние, которое проходит поршень от ВМТ до НМТ (или наоборот), называется *ходом поршня* $S = 2R$, где R — радиус кривошипа.

Рабочий объем цилиндра определяется ходом поршня S и диаметром цилиндра D :

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S. \quad (1)$$

Рабочий объем одного цилиндра двигателя АШ-62ИР 3,31 л.

Объем, ограниченный головкой цилиндра и днищем поршня, находящимся в ВМТ, называется *объемом камеры сгорания* V_c .

Сумма рабочего объема и объема камеры сгорания является *полным объемом цилиндра* V_a :

$$V_a = V_c + V_h. \quad (2)$$

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называется *степенью сжатия* ϵ :

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (3)$$

Степень сжатия, во многом определяющая мощность и экономичность двигателя, показывает, во сколько раз сжимается топ-

ливовоздушная смесь в цилиндре при перемещении поршня от НМТ к ВМТ. В двигателе АШ-62ИР степень сжатия $6,4 \pm 0,1$.

Состав топливовоздушной смеси характеризуется *коэффициентом избытка воздуха* α , равным отношению действительного количества воздуха в топливовоздушной смеси, приходящегося на один килограмм топлива (G_B/G_T) к теоретически необходимому $L_o = (G_B/G_T)_{\text{теор}}$ для полного сгорания этого количества топлива — последнее отношение называется *стехиометрическим коэффициентом*. Т. е. стехиометрический коэффициент L_o зависит от химического состава топлива. Для бензинов $L_o = 14,9$ кг возд./кг топл.

$$\alpha = G_B / G_T L_o. \quad (4)$$

Топливовоздушная смесь с $\alpha = 1$ называется стехиометрической, с $\alpha > 1$ — бедной и с $\alpha < 1$ — богатой по топливу. Предельные значения α , при которых возможно воспламенение смеси от электрической искры, примерно 0,5–1,4.

2.2. ПРОЦЕССЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Преобразование химической энергии топлива в механическую работу в четырехтактном карбюраторном двигателе внутреннего сгорания происходит благодаря последовательному протеканию следующих процессов:

Впуск топливовоздушной смеси в цилиндр через открытый впускной клапан при движении поршня от ВМТ к НМТ и смешение ее с оставшимися от предыдущего цикла остаточными газами — таким образом готовится рабочая смесь. Основная часть процесса впуска (наполнения) происходит за 1/2 оборота коленчатого вала — первый такт рабочего цикла.

Сжатие рабочей смеси в цилиндре двигателя при движении поршня от НМТ к ВМТ при закрытых клапанах впуска и выпуска. Основная часть этого процесса так же протекает за 1/2 оборота коленчатого вала и является вторым тактом. При сжатии рабочей смеси ее температура и давление повышаются, что создает лучшие условия для сгорания. В конце такта сжатия рабочая смесь воспламеняется с помощью электрической искры.

Процесс горения, сопровождающийся резким увеличением температуры и давления газов в камере сгорания.

Рабочий ход поршня от ВМТ к НМТ под действием высокого давления сгоревшей топливовоздушной смеси (при закрытых клапанах). Рабочий ход (процесс расширения) — единственный из четырех тактов двигателя, в котором совершается по-

лезная механическая работа, снимаемая с коленчатого вала. Давление и температура газов в конце такта значительно ниже, чем в начале его.

Выпуск отработанных газов через открытый выпускной клапан. Процесс выпуска — четвертый такт, заканчивает полный рабочий цикл поршневого четырехтактного двигателя общей продолжительностью два оборота коленчатого вала.

Процессы выпуска и впуска составляют процесс газообмена.

2.3. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА РАБОЧЕГО ЦИКЛА ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Характер протекания каждого процесса рабочего цикла при перемещении поршня в обоих направлениях взаимосвязан с изменением давления в цилиндре двигателя. Графически эта зависимость называется индикаторной диаграммой и получается экспериментальным путем.

Индикаторная диаграмма (рис. 1) строится в координатах: давление газов P в цилиндре — ось ординат и ход поршня S или соответствующие ему объемы (V_c и V_h) — ось абсцисс. Диаграмма позволяет определить мощность, экономичность двигателя и силы, действующие на его детали.

Более подробно процессы, происходящие в цилиндре четырехтактного двигателя, рассмотрим на примере индикаторной диаграммы двигателя АШ-62ИР.

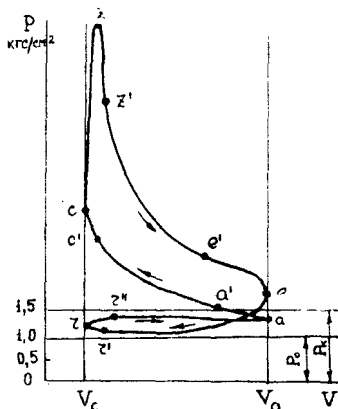


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двигателя с наддувом на взлетном режиме

2.3.1. Процесс газообмена

Процессом газообмена называются такты впуска и выпуска, а соответствующие им перемещения поршня — насосными ходами. Процесс подразделяется на несколько периодов: выпуска, продувки, наполнения и дозарядки.

Выпуск. Складывается из двух периодов: выхлопа и выталкивания, предназначен для очистки цилиндра от продуктов сгорания.

Выпуск продуктов сгорания начинается с момента открытия выпускного клапана в конце процесса расширения (для двига-

теля АШ-62ИР угол открытия 74° до НМТ) — точка e' на рис. 1. Это значительно уменьшает работу, затрачиваемую на очистку цилиндра.

В момент открытия клапана давление газов около 10 мПа, температура 1100—1300°C и скорость вытекания 600—700 м/с равна скорости звука $a \approx 20\sqrt{T}$. Поэтому истечение газов на начальном этапе выпуска сопровождается резким шумом и называется *выхлопом*. За счет самоистечения под действием большого перепада давления между внутренней полостью цилиндра и выхлопной системой двигателя в этот период вытекает 60—70% (по весу) продуктов сгорания.

Второй период такта выпуска — принудительное выталкивание отработавших газов поршнем, перемещающимся от НМТ к ВМТ (отрезок $e-r$ на рис. 1). Давление в цилиндре в этом периоде определяется гидравлическим сопротивлением выхлопной системы и скоростью движения поршня. Скорость истечения газа при этом достигает 70—100 м/с.

Позднее закрытие выпускного клапана (r'' на рис. 1) улучшает очистку цилиндра за счет инерционности газового потока, движущегося через клапан. На двигателе АШ-62ИР выпускной клапан закрывается через 25—35° после ВМТ.

Таким образом, процесс выпуска на двигателе АШ-62ИР осуществляется за 279—289° по углу поворота коленчатого вала.

Продувка. У двигателей с наддувом давление в выпускном трубопроводе в период выталкивания меньше, чем во впускном. Поскольку на АШ-62ИР впускной клапан открывается несколько раньше подхода поршня к НМТ (на 15—25° в процессе выпуска — т. r' на рис. 1), в течение 40—60° оба клапана впуска и выпуска открыты (фаза перекрытия клапанов). В этот момент происходит более интенсивная очистка цилиндра от отработанных газов. На двигателе АШ-62ИР при этом выброса свежей топливовоздушной смеси через клапан выпуска практически не наблюдается.

Впуск свежей топливовоздушной смеси в цилиндр двигателя в основном происходит за ход поршня от ВМТ к НМТ, т. е. от точки r до точки a (рис. 1, 2), и называется наполнением.

Топливозвдушная смесь, приготовляемая в карбюраторе, при движении до нагнетателя за счет испарения частиц топлива (в зависимости от состава смеси, температуры наружного воздуха и сорта бензина) охлаждается на 15—20°C и более. Проходя через нагнетатель смесь нагревается на крейсерских режимах на 20—30°C и на взлетном режиме на 50—60°C.

Температура смеси при движении по впускному тракту нагревается от соприкосновения с нагретыми деталями, имеющими высокую температуру (в °C):

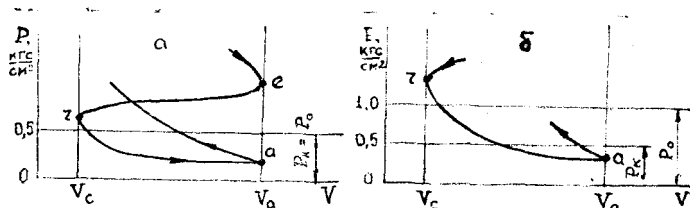


Рис. 2. Характер протекания процесса впуска двигателя, работающего без наддува (а) и с наддувом (б), на режиме малого газа

головка впускного клапана	400—500
головка выпускного клапана	700—800
стенка всасывающих труб на земле	20—70
стенка всасывающих труб в полете	15—70
электроды свечи	500—700
днище поршня	250—350
стенка цилиндра	150—300

В цилиндре смесь смешивается с горячими остаточными газами (800—900°C).

Общее повышение температуры может достичь 100°C и выше, что приводит к уменьшению плотности топливоздушной смеси и, следовательно, к уменьшению массового секундного расхода смеси и мощности двигателя.

При перемещении поршня к ВМТ в такте сжатия давление в цилиндре остается некоторое время меньше давления наддува P_K , несмотря на уменьшение объема цилиндра, и смесь ввиду ее инерционности продолжает поступать через открытый впускной клапан, закрывающийся с запозданием на 44° (т. а' на рис. 1). Этот процесс называется зарядкой. Таким образом, общая продолжительность процесса наполнения двигателя АШ-62ИР составляет 239—249°.

Основным критерием качества процесса газообмена является коэффициент наполнения η_V , равный отношению весового количества свежей смеси, поступившей в цилиндр двигателя, к количеству смеси, соответствующему рабочему объему цилиндра при давлении, равном давлению наддува P_K , и соответствующей температуре T_K :

$$\eta_V = G_{см} / G_{см, теор} = G_{см} / \rho_K V_h. \quad (5)$$

На расчетных режимах $\eta_V = 0,8—1,2$. Для сравнения на рис. 2 изображены индикаторные диаграммы процессов газообмена для двигателя без наддува (а) и АШ-62ИР с наддувом на режиме малого газа (б).

2.3.2. Процесс сжатия

Предварительное, т. е. до воспламенения, сжатие смеси позволяет иметь более высокое давление газов после сгорания и тем самым увеличивает работу, получаемую при их расширении, что повышает полезную работу и экономичность цикла.

Процесс сжатия совершается при движении поршня от НМТ к ВМТ (отрезок $a-c$ на рис. 1) и протекает с двухсторонним теплообменом: в начале процесса смесь нагревается от нагретых деталей цилиндропоршневой группы. По мере перемещения поршня к ВМТ температура и давление смеси увеличиваются, достигая в АШ-62ИР значений $T_c = 700-800^\circ\text{C}$ и $P_c = 1,5-3,0 \text{ МПа}$. В конце процесса сжатия тепло от смеси передается деталям цилиндропоршневой группы, т. е. происходит ее охлаждение.

2.3.3. Процесс сгорания

Бензины, применяемые в современных авиационных поршневых двигателях (Б 91/115, Б 95/130 — буква Б означает, что этот бензин авиационный, первое число характеризует детонационные свойства и второе — сортность бензина), представляют собой сложную смесь различных углеводородов, состоящих в основном из углерода (14% по весу) и водорода (86%).

В процессе приготовления топливовоздушной смеси в карбюраторе двигателя образуется смесь воздуха с испарившимся топливом и каплями размером 100—300 мкм. Часть топлива поступает в нагнетатель в виде тонкого слоя из осажденных капель, движущегося по стенкам. Такая топливовоздушная смесь движется по тракту со скоростью 25—150 м/с. Большая часть бензина (60—80%) по пути следования до цилиндра испаряется. Наличие в топливовоздушной смеси жидкой фазы определяет существенную неоднородность состава смеси по объему камеры сгорания и неравномерность распределения топлива по цилиндрам двигателя. Это приводит к неустойчивой работе двигателя (особенно на бедных смесях $\varphi > 1$), проявляющейся в нестабильности характера следующих друг за другом циклов по величинам максимального давления в цилиндре в процессе сгорания и скорости сгорания весового заряда, что приводит к колебаниям оборотов, тряске, уменьшению мощности и снижению экономичности двигателя.

Процесс сгорания начинается с момента воспламенения топливовоздушной смеси (т. с' на рис. 1) за 15—20° до подхода поршня к ВМТ — момент подачи высокого напряжения на свечи зажигания. При электрическом разряде между электродами свечи объем топливовоздушной смеси, находящийся в этом про-

межутке, нагревается тепловым ударом. Одновременно часть молекул топлива и воздуха распадается, происходит их ионизация. Химическая активность ионизированных молекул топлива и радикалов при высокой температуре в зоне разряда резко увеличивается, что приводит к воспламенению топливовоздушной смеси с выделением значительного количества тепла, способного подготовить к воспламенению окружающие молекулы. Время, затрачиваемое на подготовку молекул топлива и окислителя к воспламенению и последующему сгоранию, называется периодом задержки воспламенения, который длится $4-6^\circ$ поворота коленчатого вала. Если тепла выделится недостаточно для конкретных условий по температуре и давлению смеси для конкретного сорта топлива, этот период может закончиться невоспламенением основного объема топливовоздушной смеси.

Период задержки воспламенения определяет первую фазу процесса сгорания — фазу воспламенения смеси и формирования первичного очага пламени, т. е. от момента подачи искры до начала резкого повышения давления в цилиндре двигателя.

Основная, вторая фаза — фаза быстрого сгорания, заканчивается в момент достижения максимального давления в цилиндре (т. з на рис. 1). Продолжительность ее составляет $20-25^\circ$ угла поворота коленчатого вала.

Горение в цилиндре двигателя заканчивается (т. з' на рис. 1) фазой догорания отдельных объемов турбулентной смеси и продуктов неполного окисления (сгорания) углеводородов в самом начале рабочего хода поршня ($10-15^\circ$ после ВМТ). Весь процесс сгорания длится $30-45^\circ$ поворота коленчатого вала и в зависимости от частоты вращения вала на него отводится $0,001-0,003$ с.

Эффективность процесса горения зависит от многих факторов, подробно рассматриваемых в курсе «Теория поршневых двигателей» (род применяемого топлива, степень сжатия, форма камеры сгорания, частота вращения коленчатого вала и др.). В этом пособии рассмотрим основные факторы, контролируемые в процессе эксплуатации двигателя АШ-62ИР.

Состав смеси оказывает большое влияние на полноту сгорания заряда топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя и скорость горения, т. е. время сгорания заряда (рис. 3).

Наибольшая скорость горения соответствует смеси с $\alpha = 0,85-0,90$ (экспериментальные данные). При увеличении и особенно при уменьшении α скорость горения резко снижается вследствие снижения температуры смеси в процессе горения: для бедных по топливу составов смеси ($\alpha > 1$) — из-за затрат тепла на нагрев избыточного для протекания химической реакции воз-

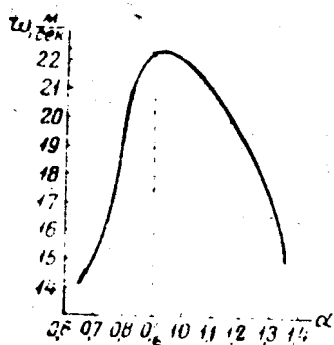


Рис. 3. Зависимость скорости горения топливовоздушной смеси от ее состава

духа, введенного в цилиндры; для богатых смесей ($\alpha < 1$) — из-за химической неполноты сгорания топлива и затрат тепла на нагрев и испарение его несгоревшей части.

Бедные смеси горят вяло, неустойчиво и процесс затягивается до начала такта выпуска и позже, что сопровождается перебоями в работе цилиндров, тряской двигателя и колебаниями частоты вращения коленчатого вала. Горячие продукты сгорания могут воспламенить топливовоздушную смесь в процессе продувки. Это приведет к вспышкам в карбюраторе и может привести к останову двигателя и пожару.

Богатые смеси также горят вяло и неустойчиво, но из-за недостатка кислорода и меньшей температуры, по сравнению с горением бедных смесей, горение прекращается раньше. В этом случае на выхлопе наблюдается черный дым и возможно воспламенение горячих продуктов неполного сгорания, выходящих из двигателя, при их перемешивании с атмосферным воздухом.

Влияние состава смеси на устойчивость работы двигателя необходимо учитывать производя его заливку перед запуском: заливка холодного двигателя сопровождается обеднением смеси из-за интенсивной конденсации бензина на холодных стенках тракта; заливка горячего двигателя приводит к переобогащению смеси. В обоих случаях более четко проявляется неравномерность распределения топлива по цилиндрам двигателя.

Наибольшее значение мощности двигателя (рис. 4) соответствует $\alpha = 0,85-0,90$, т. е. наибольшей скорости горения. Наибольшая температура головок цилиндров (180°C у АШ-62ИР) достигается при $\alpha = 0,95-0,97$, а удельный расход топлива имеет минимум на бедных смесях — $\alpha = 1,05-1,10$. На этом составе смеси темпера-

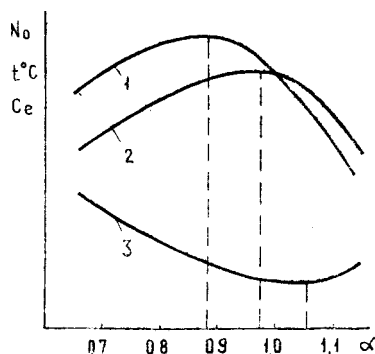


Рис. 4. Зависимость мощности двигателя (1), температуры головки цилиндра (2) и удельного расхода топлива (3) от состава смеси

тура головок близка к максимальной (170°C), мощность немного меньше, в результате скорость полета самолета Ан-2 может снизиться примерно на 5 км/ч.

Опережение зажигания, т. е. воспламенение топливовоздушной смеси электрической искрой до подхода поршня к ВМТ, обусловлено тем, что для сгорания заряда этой смеси необходимо некоторое время и горение должно происходить при минимальном изменении объема в конце такта сжатия, обуславливающего наилучшие условия (по температуре и давлению смеси) для воспламенения и горения. В этом же случае обеспечиваются наибольшая скорость, полнота горения и мощность двигателя, наименьший удельный расход топлива (см. 2.4.3 и 2.5.5) и обеспечивается нормальный (расчетный) температурный режим двигателя (рис. 5).

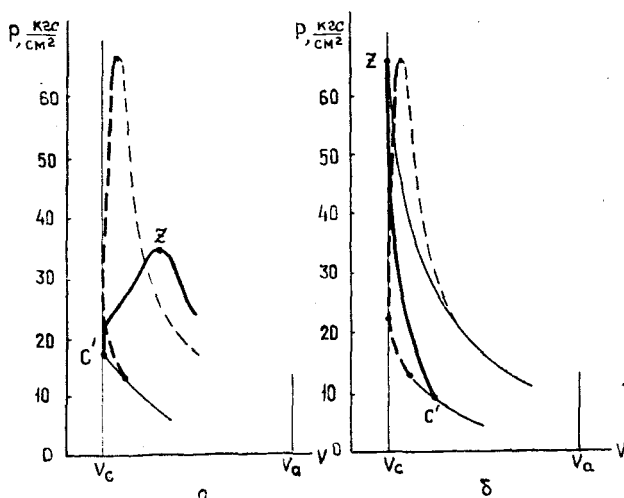


Рис. 5. Влияние угла опережения зажигания на индикаторную диаграмму: а—чрезмерно позднее; б—чрезмерно раннее

Угол опережения зажигания в градусах поворота коленчатого вала для каждого двигателя подбирается экспериментально и для АШ-62ИР составляет для передних свечей 20° , для задних 15° . Передние свечи расположены ближе к клапану выпуска, где больше остаточных газов и процесс горения протекает медленно.

Величина наиболее выгодного угла опережения зависит от степени сжатия, формы и размеров камеры сгорания, числа и расположения свечей зажигания, качества смеси, давления надду-

ва и частоты вращения коленчатого вала. На двигателе АШ-62ИР угол опережения зажигания изменяется только в зависимости от частоты вращения с помощью автомата опережения, установленного в магнето БСМ-9.

Детонационное горение — горение, при котором распространение фронта пламени происходит со скоростью 1000—2300 м/с (скорость распространения турбулентного пламени в цилиндре поршневого двигателя равна 20—30 м/с). Такая скорость горения в цилиндре поршневого двигателя при некоторых условиях эксплуатации обусловлена локальными повышениями давления и температуры смеси в камере сгорания в местах, удаленных от свечей зажигания, приводящих к интенсивному протеканию предпламенных процессов и самовоспламенению некоторых микрообъемов. Образующаяся ударная волна, многократно отражаясь от стенок, воспламеняет остальные микрообъемы смеси. Время выгорания заряда во фронте ударной волны порядка 10^{-5} с (в случае нормального протекания процесса турбулентного горения время выгорания $1-3 \cdot 10^{-3}$ с).

Значительная часть энергии при этом тратится на нагрев деталей цилиндропоршневой группы и диссоциацию молекул с образованием CO, C, H, O, протекающими с поглощением большого количества тепла.

Детонационное горение сопровождается характерным металлическим стуком, вызванным вибрациями стенок цилиндра и резким выбиранием зазора между поршневым пальцем и головкой шатуна. При этом возможны перегревы и прогары поршня, клапанов, выгорание электродов свечей зажигания, происходит интенсивное выделение сажи (нет условий для сгорания выделившегося атомарного углерода). Мощность и экономичность двигателя при этом падают. Механические нагрузки при детонации могут привести к разрушению отдельных деталей.

Склонность двигателя к детонации зависит от степени сжатия, состава смеси, давления и температуры поступающего воздуха, опережения зажигания, частоты вращения, типа двигателя и особенно от сорта применяемого топлива.

При уменьшении опережения зажигания склонность двигателя к детонации уменьшается.

Наиболее распространенным антидетонатором, добавляемым в топливо, является тетраэтилсвинец $Pb(C_2H_5)_4$, представляющий собой прозрачную бесцветную сильно ядовитую маслянистую жидкость. Для предотвращения отложений свинца на деталях двигателя в антидетонатор добавляют выносители: бромистый этил C_2H_5Br , дибромэтан $C_2H_4Br_2$ или монохлорнафталин $C_{10}H_7Cl$. Такие смеси называются этиловой жидкостью.

При возникновении детонации в условиях эксплуатации необходимо облегчить работу двигателя, уменьшив подачу топлива.

Рабочий ход. Поршень перемещается под действием высокого давления продуктов сгорания. Началом рабочего хода можно считать положение поршня, при котором давление в цилиндре достигает наибольшей величины, т. е. через $10-15^\circ$ по углу поворота коленчатого вала после ВМТ. В течение этого времени давление интенсивно нарастает до т. з (см. рис. 1).

По мере движения поршня к НМТ давление и температура газов падают вследствие превращения тепла в работу, теплоотдачи в стенки цилиндра и другие тепловые потери.

За 74° до НМТ на двигателе АШ-62ИР открывается клапан выпуска. На рис. 6 приведена диаграмма газораспределения двигателя АШ-62ИР, на которой наглядно показаны моменты открытия и закрытия клапанов впуска и выпуска и продолжительность процессов за один цикл.

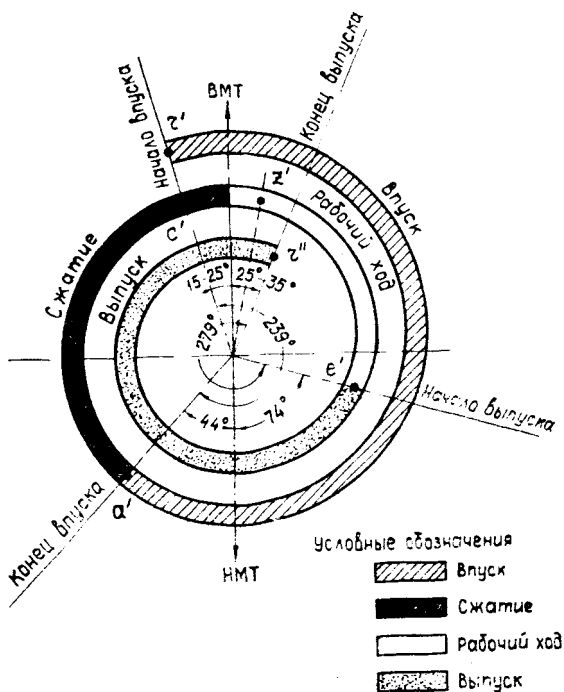


Рис. 6. Диаграмма газораспределения двигателя АШ-62ИР

2.4. ИНДИКАТОРНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Эффективность работы двигателя оценивается мощностью, коэффициентом полезного действия и удельным расходом топлива. В свою очередь перечисленные параметры подразделяются на индикаторные и эффективные.

2.4.1. Индикаторная мощность

Чем больше положительная индикаторная работа L_i , тем лучше степень использования рабочего объема V_h цилиндра двигателя.

Если принять, что на поршень в такте рабочего хода действует некоторое условное постоянное давление P_i (рис. 7), совершающее в течение одного хода поршня работу, равную работе газов за цикл, то величина L_i для заданного рабочего объема цилиндра V_h определится произведением

$$L_i = p_i V_h. \quad (6)$$

Это условное давление называется средним индикаторным давлением.

Суммарная работа действительных циклов во всех цилиндрах в единицу времени определяет индикаторную мощность двигателя

$$N_i = p_i V_h i n / 900, \quad (7)$$

здесь $n/120$ — частота циклов в цилиндрах в с^{-1} ; i — число цилиндров.

Из последнего выражения видно, что индикаторная мощность зависит от среднего индикаторного давления, т. е. от величины перепада давлений в процессах рабочего хода и сжатия,

состава смеси, угла опережения зажигания, продолжительности процессов наполнения и выпуска, величины давления наддува, степени дросселирования, температуры и влажности наружного воздуха и др. Индикаторная мощность зависит также от частоты вращения коленчатого вала (числа рабочих циклов в единицу времени), числа цилиндров и рабочего объема цилиндра.

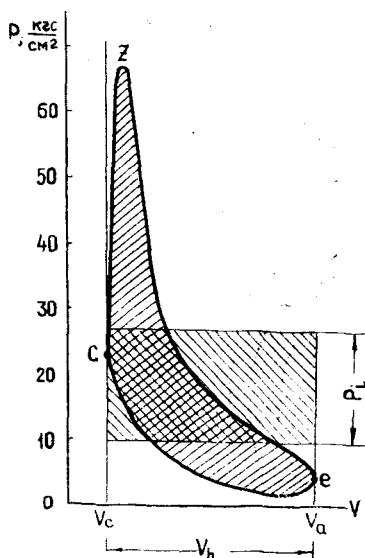


Рис. 7. Определение среднего индикаторного давления

Индикаторная мощность на взлетном режиме двигателя АИШ-62ИР равна 880 кВт (1200 л. с.).

2.4.2. Индикаторный КПД

Экономичность действительного цикла характеризуется индикаторным КПД двигателя, равным отношению индикаторной работы к количеству тепла, затраченному на получение этой работы:

$$\eta_i = L_i / Q_i = L_i / G_T H_u = 3600 N_i / G_T H_u, \quad (8)$$

где G_T — часовой расход топлива, кг/ч; H_u — низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг — для авиационного бензина $H_u = 43400$ кДж/кг.

В соответствии с (8) величина η_i зависит от параметров, определяющих индикаторную мощность. Главнейшим эксплуатационным фактором, определяющим η_i , является состав смеси. Наибольшее значение (0,25—0,38) достигается $\alpha = 1,05$ —1,10.

Основные потери топлива, %:

неполнота сгорания	15—25;
отдача тепла в масло и воздух	10—15;
унос тепла с отработанными газами	35—45.

Индикаторный КПД учитывает только тепловые потери и характеризует совершенство двигателя как тепловой машины.

2.4.3. Индикаторный удельный расход топлива

Вторым экономическим показателем действительных циклов является индикаторный удельный расход топлива

$$c_i = G_T / N_i, \quad (9)$$

или, учитывая (8):

$$c_i = 3600 / H_u \eta_i. \quad (10)$$

Выражение (10) говорит об очень тесной взаимосвязи всех рассмотренных параметров.

2.5. ЭФФЕКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ

2.5.1. Мощность механических потерь

Часть индикаторной мощности двигателя расходуется на преодоление трения внутри двигателя (%):

трение поршней и поршневых колец	45—65
трение в подшипниках цилиндропоршневой группы	5—10
трение в приводе механизма газораспределения	5—10
потери на трение в редукторе	10—15
трение в приводе агрегатов (топливного и масляного насосов, воздушного компрессора, магнето, генератора и др.)	5—10
работа насосных ходов	10—15

Эти потери называются мощностью механических потерь N_M . Величина N_M в основном зависит от частоты вращения коленчатого вала, сорта, качества и температуры масла, конструктивного и технологического совершенства двигателя. Зависимость N_M от частоты вращения описывается выражением

$$N_M = A n^m, \quad (11)$$

где A — постоянный для данного двигателя коэффициент;

m — постоянный для данного двигателя показатель степени, равный 1,8—2,2.

Увеличение температуры масла снижает механические потери за счет уменьшения вязкости. При температуре более 100°C вязкость становится настолько малой, что масло не удерживается в зазорах между трущимися поверхностями. Это приводит к полусухому трению и увеличению N_M . Снижение температуры масла с 70 до 40°C приводит к росту N_M на 10—15% (для АШ-62ИР на 6—11 кВт или 8—15 л. с.).

У двигателя АШ-62ИР с нагнетателем, приводимым во вращение коленчатого вала двигателя, значительная часть мощности тратится на создание наддува: на взлетном режиме N_H равна 52—110 кВт (70—80 л. с.) при $N_M = 88—96$ кВт (120—130 л. с.).

2.5.2. Эффективная (полезная) мощность

Мощность двигателя, идущая на вращение воздушного винта, меньше индикаторной на величину механических потерь N_M и N_H мощности нагнетателя:

$$N_e = N_i - N_M - N_H. \quad (12)$$

Эта мощность называется эффективной мощностью двигателя.

2.5.3. Механический КПД двигателя

Механический КПД отражает снижение мощности двигателя вследствие механических потерь (N_M и N_H):

$$\eta_m = N_e / N_i = 1 - (N_M + N_H) / N_i, \quad (13)$$

η_m показывает, какую долю индикаторной мощности составляет

эффективная мощность и характеризует совершенство двигателя как систему механизмов. Для АШ-62ИР $\eta_m = 0,8—0,9$.

2.5.4. Эффективный КПД двигателя

Экономичность работы двигателя по эффективным показателям оценивается эффективным КПД:

$$\eta_e = L_e / H_u G_T = p_i V_h \eta_m / H_u G_T = 3600 N_e / H_u G_T, \quad (14)$$

η_e показывает долю тепла, вводимого в цилиндры двигателя, пошедшую на создание эффективной мощности, т. е. учитывает все потери энергии в двигателе и характеризует двигатель в целом как тепловую машину и как систему механизмов. Двигатель АШ-62ИР имеет $\eta_e \approx 0,20$.

2.5.5. Удельный эффективный расход топлива

Вторым показателем экономичности двигателя по эффективным параметрам является удельный эффективный расход топлива

$$c_e = G_T / N_e. \quad (15)$$

Учитывая (14):

$$c_e = 3600 / H_u \eta_e = 3600 / H_u \eta_i \eta_m. \quad (16)$$

Из сравнения (10) и (16) следует, что

$$c_e = c_i / \eta_m. \quad (17)$$

Из приведенных выражений видно, что удельный эффективный расход топлива зависит от H_u (т. е. химического состава топлива), от величины потерь тепла в цилиндрах η_i , от мощности трения η_m .

Для двигателя АШ-62ИР c_e имеет следующие значения:

взлетный режим	400 г/кВт·ч	(300 г/л.с·ч);
номинальный	380—400 —»—	(280—300 —»—);
взлетный режим	400 г/кВт·ч	(300 г/л.с·ч);

При обеднении смеси высотным корректором вручную до $\alpha = 1,05—1,10$ в полете на крейсерских режимах c_e снижается до 270—285 г/кВт·ч (200—210 г/л.с·ч).

2.6. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ АШ-62ИР

Зависимости изменения эффективной мощности и эффективного удельного расхода топлива от основных изменяемых фак-

торов (частота вращения коленчатого вала и др.) при различных условиях называют характеристиками двигателя.

Характеристики делятся на две большие группы: регулировочные и основные. Регулировочные характеристики определяют оптимальные условия работы двигателя по какому-либо регулируемому параметру. Наиболее применяемыми являются характеристики по составу смеси и углу опережения зажигания.

Основные характеристики показывают изменение параметров двигателя (N_e , c_e и различных КПД) от эксплуатационных факторов (частоты вращения, нагрузки и др.).

Наибольшее практическое применение получили внешняя, винтовая и высотная характеристики.

2.6.1. Внешняя характеристика

Внешняя характеристика представляет собой зависимость N_e , c_e и других показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала с полностью открытыми дроссельными заслонками при работе на земле. При этом состав смеси и опережение зажигания оптимальные. Изменение частоты вращения осуществляется изменением внешней нагрузки с помощью гидравлического тормоза, другого устройства или изменением шага (угла установки лопастей) воздушного винта.

Состав смеси поддерживается постоянным, равным 0,85, т.е. соответствующим максимальной мощности. В этом случае характеристика показывает предельные мощностные возможности двигателя по оборотам. Возникающие в двигателе нагрузки превышают расчетные, что ограничивает время работы на них (не более пяти минут).

Увеличение N_e (рис. 8) происходит за счет увеличения числа циклов в единицу времени и среднего эффективного давления, растущего за счет увеличения весового заряда смеси при повышении давления наддува с ростом частоты вращения (больше $n_{расч}$), что вызывает падение мощности и значительный рост N_M (11). При каком-то значении n вся мощность, развиваемая в цилиндрах двигателя (N_i), будет затрачиваться на преодоление механических потерь. Такой режим работы называется режимом разгона (раскрутки) и сопровождается чрезвычайно высокими динамическими и тепловыми нагрузками и недопустим в эксплуатации. На практике режим разгона возникает при резком снятии нагрузки, например, при срыве винта.

Поскольку интенсивность роста N_M больше, чем N_i (13), η_M падает и c_e увеличивается (см. рис. 8).

Внешние характеристики, получаемые при промежуточных положениях дроссельных заслонок (для двигателей с надду-

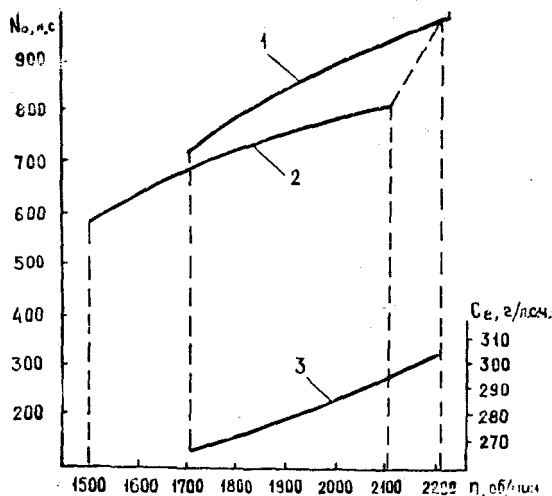


Рис 8. Внешняя характеристика поршневого двигателя внутреннего сгорания: 1 — при полностью открытом дросселе; 2 — при $P_k = 900$ мм рт. ст.; 3 — удельный расход топлива

вом), называются частичными. Характеристика снимается при постоянном давлении наддува, который поддерживается прикрытием дроссельных заслонок. В этом случае характеристика показывает наибольшие мощности, на которых двигатель может надежно работать продолжительное время — не менее одного часа.

Внешняя характеристика двигателя в значительной степени зависит от качества топлива и организации процессов смесеобразования и горения.

2.6.2. Винтовая характеристика

Винтовая характеристика (рис. 9) представляет собой зависимость N_e , c_e и других показателей от частоты вращения коленчатого вала при постоянной нагрузке. Частота вращения изменяется дроссельными заслонками, а постоянная нагрузка поддерживается винтом, установленным на самый малый шаг.

Мощность, потребляемая винтом N_B , пропорциональна частоте вращения в третьей степени. Мощность двигателя на каждом равновесном режиме ($n = \text{const}$), равна мощности, потребляемой винтом, поэтому

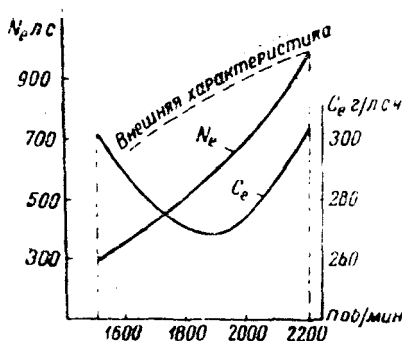


Рис. 9. Дроссельная характеристика двигателя

$$N_B = Bn^3 = N_e. \quad (18)$$

где B — постоянная. Таким образом, N_e на винтовой характеристике изменяется по кубической параболе. Максимальную мощность двигатель развивает при полностью открытых дроссельных заслонках, т. е. в точке, лежащей на внешней характеристике.

Решающее влияние на изменение c_e по винтовой характеристике оказывает регулировка карбюратора: на режиме малого газа для надежного воспламенения топливовоздушной смеси с высокой концентрацией остаточных газов в условиях глубокого дросселирования $\alpha = 0,6—0,7$. На крейсерских режимах $\alpha = 0,95—1,05$ и на больших режимах $\alpha = 0,85—0,90$.

Винтовая характеристика необходима для оптимального выбора режимов работы двигателя по N_e и c_e .

2.6.3. Высотные характеристики

Высотные характеристики (рис. 10) — графические зависимости N_e и c_e от высоты полета при постоянных значениях частоты вращения коленчатого вала, состава смеси и оптимальном угле опережения зажигания.

Давление наддува, соответствующее номинальному, эксплуатационному или одному из крейсерских режимов (с соответст-

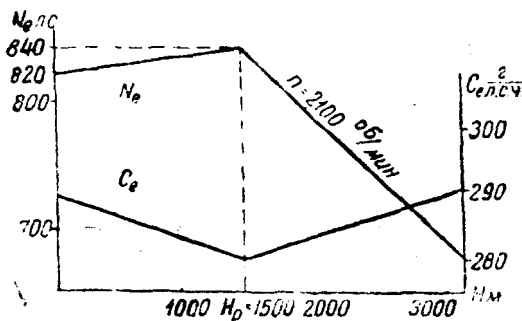


Рис. 10. Высотная характеристика двигателя АШ-62 ИР

вующим значением частоты вращения коленчатого вала), с подъемом на высоту поддерживается постоянным путем открытия дроссельных заслонок. Высота, на которой дроссельные заслонки полностью открыты, называется расчетной (для номинального режима). У двигателя АШ-62ИР при этом $P_K = 900$ мм рт. ст. и $H_{расч} = 1500$ м.

Увеличение эффективной мощности для АШ-62ИР на 14,7 кВт или на 20 л. с. с подъемом на высоту объясняется снижением наружной температуры, т. е. увеличением плотности воздуха и, соответственно, весового заряда топливовоздушной смеси, поступающего в цилиндры двигателя. Снижение плотности воздуха с подъемом до расчетной высоты незначительно за счет работы нагнетателя на режиме $P_K = \text{const}$. Одновременно уменьшается противодавление на выхлопе, способствуя лучшей очистке цилиндров от остаточных газов, что увеличивает весовой заряд смеси.

После расчетной высоты мощность двигателя уменьшается аналогично уменьшению плотности воздуха, но несколько интенсивнее ее.

Увеличение плотности воздуха на входе в цилиндры двигателя с подъемом до расчетной высоты не изменяет объемного расхода, определяющего работу карбюратора, и расхода топлива, что приводит в весовом отношении к некоторому обеднению топливовоздушной смеси и уменьшению эффективного удельного расхода топлива. После расчетной высоты, при неизменном расходе топлива через карбюратор, происходит обогащение смеси и увеличение c_{eff} . Уменьшение массового секундного расхода воздуха сопровождается уменьшением Λ_{eff} .

Высотная характеристика позволяет оценивать двигатель по основным параметрам на различных высотах полета.

3. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. КАРТЕР

3.1.1. Назначение картера

Картер является основным силовым узлом двигателя, воспринимающим нагрузки от цилиндропоршневой группы, шатунного механизма, силу тяги воздушного винта и передающим последнюю через подмоторную раму на конструкцию самолета. На картер устанавливаются агрегаты, имеющие привод от двигателя.

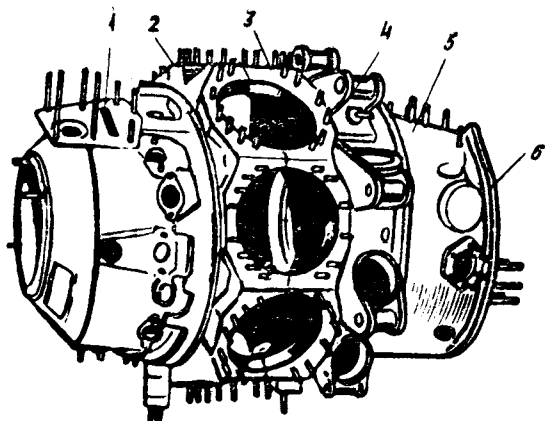


Рис. 11. Картер двигателя: 1 — носок картера; 2 — передняя часть среднего картера; 3 — задняя часть среднего картера; 4 — передний корпус нагнетателя; 5 — задний корпус нагнетателя; 6 — задняя крышка

Картер двигателя состоит из шести основных частей, соединенных между собой болтами и шпильками (рис. 11): носка, передней и задней половин среднего картера, переднего и заднего корпуса нагнетателя и задней крышки.

3.1.2. Конструкция носка картера

Носок (рис. 12) изготовлен штамповкой из алюминиевого сплава АК-5 и имеет чашеобразную форму.

Передняя часть носка выполнена в виде ступицы с наружным фланцем для крепления крышки упорно-опорного подшипника вала воздушного винта (стальной отъемный фланец носка картера) и внутренним фланцем для крепления неподвижной шестерни редуктора.

На внутреннем фланце в верхней части имеются два отверстия для подвода масла от регулятора постоянных оборотов (РПО) к винту и отверстие в нижней части для слива масла из полости между крышкой и упорно-опорным подшипником.

В ступицу передней части носка запрессована и застопорена штифтом стальная обойма под упорно-опорный шариковый подшипник с передним внутренним буртом, воспринимающим осевые усилия вала винта. На выступающую часть болтов крепления крышки упорно-опорного подшипника ставится распорное

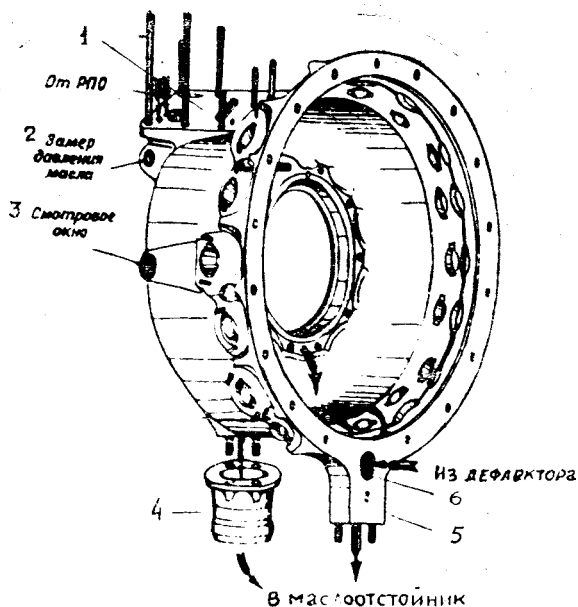


Рис. 12. Носок картера: 1—фланец привода РПО; 2—гнездо замера давления масла; 3—смотровое окно; 4—труба слива масла в маслосборник; 5—установка переднего фланца маслосборника; 6—гнездо установки дефлектора

алюминиевое кольцо, используемое для крепления внутреннего диска жалюзи капота в зимних условиях эксплуатации.

Слева сверху носок имеет прилив с фланцем 1 для крепления привода РПО. Фланец имеет семь шпилек и штифт для установки РПО, прорезь для ведущей шестерни привода и входные отверстия каналов подвода масла к направляющим толкателей верхних цилиндров механизма газораспределения, на смазку привода РПО и от РПО в механизм управления положением лопастей воздушного винта (рис. 13). Давление масла в двух основных каналах (см. рис. 12) можно замерить манометром, для установки которого каналы имеют гнезда 2 с конической резьбой, заглушенные пробками.

С левой стороны наружной поверхности носка имеется бобышка 3 для смотрового окна с резьбой под пробку. На стенке окна имеется риска, с помощью которой по меткам на венце ведущей шестерни редуктора можно установить магнето и проверить фазы газораспределения.

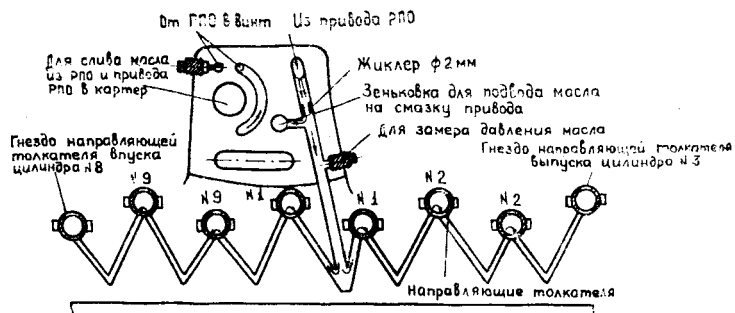


Рис. 13. Схема масляных каналов в носке картера

В нижней части носка имеется фланец с отверстием и четырьмя шпильками для крепления трубы 4 слива масла из носка в маслосборник. В нижней части носка имеется прилив с фланцем 5, имеющим две шпильки крепления переднего фланца маслосборника. В приливе выполнены два канала: разветвленный вертикальный — для слива масла из полости носка и из полости среднего картера через масляный дефлектор в маслосборник и горизонтальный — для слива масла из полости среднего картера в маслосборник. В приливе имеется горизонтальное отверстие для стяжного болта носка со средним картером. Выше его расположено гнездо 6 для переднего конца масляного дефлектора, установленного в полости среднего картера. Гнездо соединено с вертикальными масляными каналами прилива.

На наружной поверхности задней части носка равномерно по окружности в два ряда расположены 18 бобышек с отверстиями под направляющие толкателей с пазами для прохода роликов толкателей. Передний ряд — для направляющих толкателей клапанов выпуска, задний — клапанов впуска. Торцы бобышек имеют по две шпильки для крепления фланцев направляющих. Шпильки крепления направляющих верхних и нижних цилиндров (две группы) установлены на разных расстояниях одна от другой во избежание перепутывания направляющих при монтаже.

В отверстиях под верхние направляющие толкателей: клапана выпуска цилиндра № 3, клапанов цилиндров №№ 1, 2 и 9 и клапана впуска цилиндра № 8 — выполнено по два канала для подвода масла на смазку направляющих и клапанных механизмов. К остальным, нижним направляющим толкателям, масло поступает самотеком из полости носка картера по боковым пазам для прохода роликов толкателей.

Задний торец носка картера имеет выточку для центровки

его при сборке со средним картером. В полости носка размещен редуктор и часть механизма газораспределения.

3.1.3. Конструкция среднего картера

Средний картер (рис. 14) состоит из передней и задней частей с разъемом в полости, проходящей через оси цилиндров.

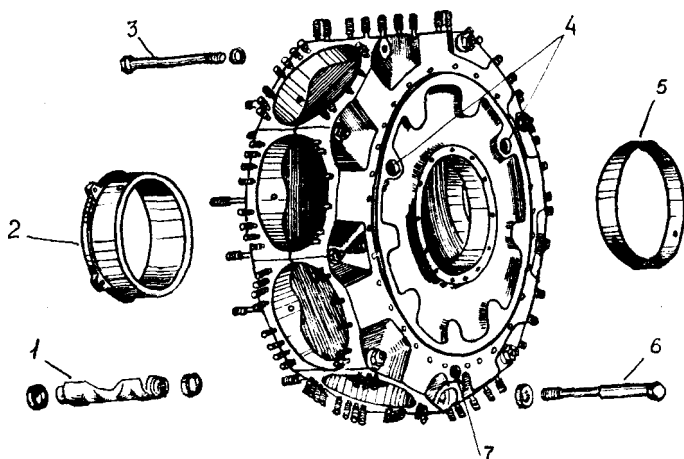


Рис. 14. Средний картер: 1—дефлектор; 2—гнездо переднего подшипника коленчатого вала; 3—стяжной болт; 4—суфлирующие отверстия; 5—гнездо заднего подшипника коленчатого вала; 6—болт крепления среднего картера и носка картера; 7—гнездо дефлектора

Обе детали изготовлены из термически обработанной поковки алюминиевого сплава АК-6. Герметичность соединения половин обеспечивается тщательной притиркой их контактных поверхностей. Половины сцентрированы и стянуты болтами. Механическая обработка среднего картера производится в сборе, что обеспечивает соосность половин и расположение фланцев крепления цилиндров в одной плоскости.

Каждая половина имеет поперечную стенку, переходящую в утолщенную ступицу с центральной расточкой, в которые запрессованы и закреплены штифтами стальные цементированные обоймы 2, 5 под опорные роликовые подшипники коленчатого вала.

К переднему фланцу гнезда переднего подшипника четырьмя винтами присоединен фланец подачи масла к оси двойной

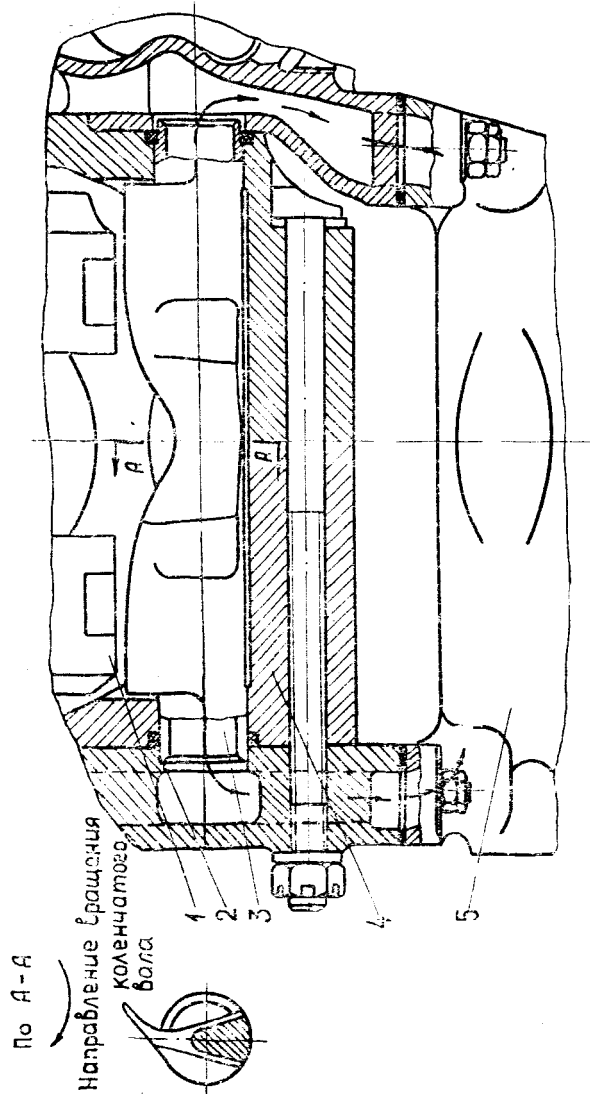


Рис. 15. Масляный дефлектор среднего картера: 1 — противовес-демпфер коленчатого вала; 2 — маслоуплотнительное кольцо; 3 — масляный дефлектор; 4 — средний картер; 5 — маслоборник

шестерни привода механизма газораспределения. Он же является упором осевых перемещений коленчатого вала вперед. Задним упором подшипника и вала является внутренний буртик переднего гнезда.

В верхних половинах вертикальных стенок передней и задней частей среднего картера расположены два сквозных отверстия 4 для сфлирования внутренней полости носка картера. В нижней половине передней части расположены три отверстия для болтов крепления фасонного фланца оси двойной шестерни привода газораспределения и одно 7 (нижнее) в обеих половинах — между фланцами крепления цилиндров № 5 и 6 — для установки масляного дефлектора (рис. 15). Дефлектор уменьшает барботаж масла в среднем картере путем улавливания части масла, увлекаемого коленчатым валом при вращении. Уловленное масло через отверстия в концах дефлектора направляется в маслосборник.

На периферии средней части расположены девять фланцев с отверстиями для установки цилиндров и 14 шпильками для их крепления (8 на передней и 6 на задней части). Две средние шпильки на каждом фланце имеют коническую резьбу.

В стенке вокруг гнезда заднего подшипника с внешней стороны выполнены резьбовые отверстия под винты крепления маслоуплотнительного диска валика крыльчатки нагнетателя.

Задняя часть среднего картера с задней стороны имеет фланец с 27 отверстиями под шпильки крепления переднего корпуса нагнетателя.

Для установки и центрирования переднего корпуса нагнетателя фланец задней части среднего картера имеет цилиндрический буртик, на который (как и у передней части) устанавливается резиновое маслоуплотнительное кольцо.

Средний картер является наиболее нагруженной частью картера, в которой размещается цилиндропоршневая группа (ЦПГ) и кривошипно-шатунный механизм.

3.1.4. Конструкция корпуса нагнетателя

Корпус нагнетателя состоит из двух частей: переднего и заднего корпуса.

Передний корпус нагнетателя отлит из алюминиевого сплава и имеет два фланца со шпильками (рис. 16).

Передним фланцем корпус крепится к задней части среднего картера. Центрирование соединения осуществляется по цилиндрической проточке на переднем фланце переднего корпуса. В нижней части фланца имеется горизонтально расположенное отверстие для установки заднего хвостовика масляного дефлек-

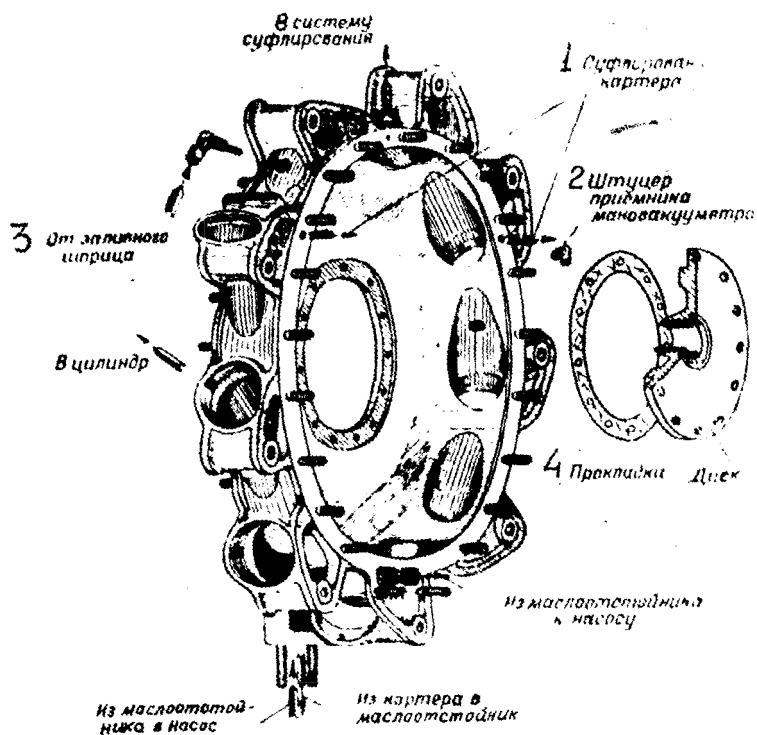


Рис. 16. Передний корпус нагнетателя: 1—суфлирующие отверстия; 2—штуцер приемника мановакуумметра; 3—штуцер для заливки бензина; 4—прокладка корпуса нагнетателя

тора. Отверстие соединяется с вертикальным каналом для слива масла из среднего картера в маслосорбник.

В нижней части переднего корпуса расположен прилив с фланцем для крепления маслосорбника с двумя ввернутыми во фланец шпильками. В теле прилива и в стенках корпуса отливкой образованы два изолированных один от другого канала. По правому каналу масло сливается в маслосорбник через дефлектор из полости среднего картера и из полости между средним картером и корпусом нагнетателя. Через левый канал, соединенный с левым отверстием на заднем фланце корпуса, масло откачивается из маслосорбника масляным насосом.

Передний корпус нагнетателя образует смешительную (для топливоздушной смеси) камеру, в которой расположены

крыльчатка и диффузор нагнетателя. Вокруг диффузора в полости корпуса образуется кольцевая камера, из которой топливовоздушная смесь, пройдя через нагнетатель, распределяется по цилиндрам двигателя. Вокруг камеры на боковой поверхности корпуса расположены девять бобышек, отлитых за одно целое с лапами крепления двигателя к подмоторной раме самолета.

Каждая бобышка имеет отверстие с внутренней резьбой, в котором закрепляется впускной патрубок. Для обеспечения безударного входа топливовоздушной смеси во впускные патрубки, отверстия под установку их в бобышках расположены по направлению движения смеси.

На каждой лапе просверлено отверстие под болт крепления двигателя к подмоторной раме.

Между впускными патрубками по периферии расположены три отверстия, в которые ввернуты переходные бронзовые футорки с конической резьбой. В футорку около патрубка цилиндра № 9 устанавливается угольник с распылителем для заливки бензина перед запуском двигателя. Футорка около патрубка цилиндра № 3 используется для измерения давления наддува. Отверстие около патрубка цилиндра № 6 заглушено пробкой.

Для сообщения внутренних полостей картера с атмосферой (суфлирования) против цилиндра № 1 имеется специальный фланец, на который устанавливается суфлер (рис. 17), пред-

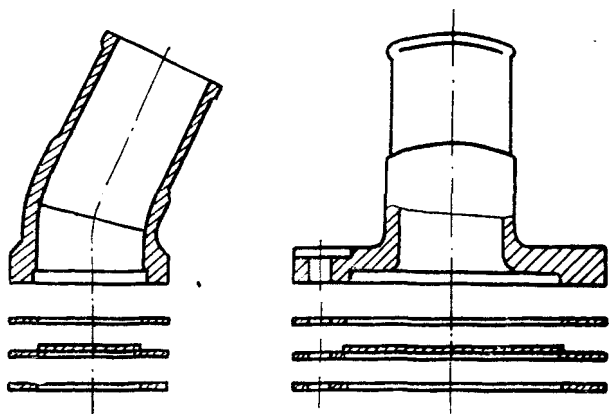


Рис. 17. Суфлер

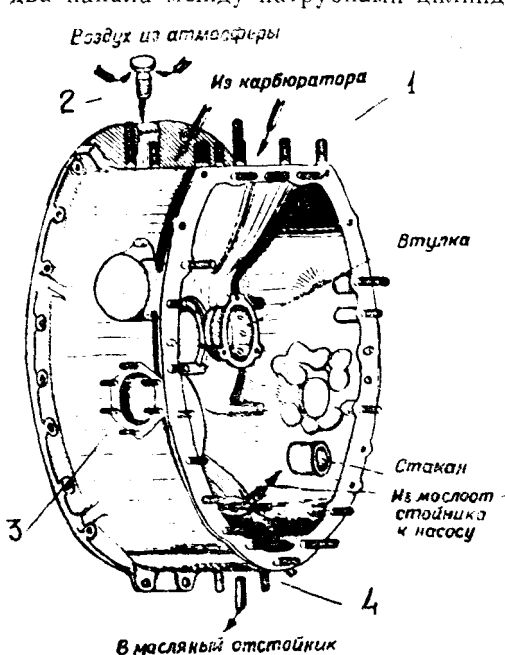
ставляющий собой наклонный патрубок с фланцем, под который устанавливается латунная сетка, напаянная на плоскую рамку из отожженной меди. Сетка устанавливается между паронитовыми прокладками.

Вертикальная стенка переднего корпуса нагнетателя имеет ступицу с центральным отверстием для установки и крепления дюралюминиевого диска маслоуплотнителя валика крыльчатки нагнетателя. В диске маслоуплотнителя запрессована и законтирована стопором стальная втулка, в которую входит передняя втулка валика нагнетателя с маслоуплотнительными кольцами.

В нижней части на переднем торце ступицы имеются три прямоугольных паза для слива масла, проникающего из полости среднего картера через задний опорный подшипник коленчатого вала в маслобсорник.

В задний фланец переднего корпуса нагнетателя ввернута 21 шпилька для крепления заднего корпуса нагнетателя. Центрирование их осуществляется по кольцевой проточке.

Для сообщения полостей картера, расположенных перед корпусом нагнетателя, с полостью между задней крышкой картера и корпусом нагнетателя в стенках последнего просверлено по два канала между патрубками цилиндров № 2 и 3 и № 8 и 9.



Задний корпус нагнетателя (рис. 18) отлит из алюминиевого сплава. На переднем фланце имеются отверстия под шпильки, установленные на заднем фланце переднего корпуса нагнетателя.

В верхней части корпус имеет фланец с восемью шпильками для установки и крепления переходника карбюратора, расположенного на наклонном канале, выполненном при отливке корпуса, через который к нагнетателю поступает топливовоздушная смесь из карбюратора.

Между фланцем переходника карбюратора (рис. 18) и передним фланцем заднего корпуса нагнетателя имеется бобышка, в ко-

Рис. 18. Задний корпус нагнетателя: 1 — фланец установки переходника карбюратора; 2 — суфлер; 3 — фланец установки МФМ-25; 4 — фланец крепления трубки слива масла

торую на конусной резьбе ввернут суфлер (сапун) 2 маслоуплотнителя нагнетателя. Через него атмосферный воздух подводится к маслоуплотнительным втулкам нагнетателя.

На левой боковой поверхности имеется прилив с фланцем 3 для установки и крепления масляного фильтра МФМ-25. На приливе, расположенном на правой боковой поверхности, имеется фланец для установки привода бензинового насоса и генератора тахометра.

Справа внизу в корпусе имеется канал, в который установлен комбинированный клапан нагнетателя. Для слива бензина из-за диффузорного пространства в комбинированный клапан корпус нагнетателя имеет наклонный канал, просверленный со стороны полости нагнетателя до канала клапана. Комбинированный клапан соединен с полостью нагнетателя медной трубкой, закрепленной на заднем корпусе нагнетателя хомутиком.

Для слива масла из полости заднего корпуса нагнетателя в нижней его части имеется бобышка с отверстием и обработанным фланцем с двумя шпильками 4 для крепления трубки слива масла из корпуса нагнетателя в маслосборник.

В верхней части переднего фланца имеются два отверстия для суфлирования переднего корпуса нагнетателя. В нижней части фланца имеются два фигурных отверстия, из которых правое закрыто штампованной заглушкой, установленной в соответствующее отверстие переднего корпуса нагнетателя, а левое служит для откачивания масла из маслосборника. Оно является входом в канал коленчатого прилива, расположенного внутри задней половины корпуса нагнетателя за его стенкой. Коленчатый прилив с обработанным каналом предназначен для откачки масла из маслосборника двигателя.

Канал прилива сообщается с каналом, имеющимся в нижней части переднего корпуса нагнетателя. Торец канала прилива имеет фланец с двумя шпильками, проходящими через соответствующий фланец и стенку задней крышки.

На переднем внутреннем приливе корпуса имеется фланец с 10 отверстиями для винтов крепления лопаточного диффузора нагнетателя и проточкой для его центрирования.

Со стороны задней части вертикальной стенки корпуса имеются четыре подторцованных бобышки, ограничивающих продольное перемещение валиков приводов агрегатов, расположенных на задней крышке картера. Бобышки имеют сверху канавки для подвода масла к торцам.

В центральное отверстие корпуса запрессовывается стальная, цементированная по внутренней поверхности втулка, на которую опираются кольца задней маслоуплотнительной втулки вала нагнетателя. Втулка имеет три лапы с отверстиями для крепления к корпусу.

Ниже центральной бобышки имеется отверстие, в которое запрессована глухая стальная втулка, являющаяся передней опорой оси двойной шестерни передачи вращения к нагнетателю.

На заднем торце центральной бобышки сделана выточка, в которую устанавливается и крепится винтами стальная пята подпятника нагнетателя. Ниже бобышки сделано сквозное отверстие с запрессованным стальным стаканом, который является передней опорой оси двойной шестерни привода крыльчатки нагнетателя.

На заднем фланце корпуса расположены 18 шпилек и восемь отверстий под болты крепления задней крышки картера и два штифта для ее фиксации.

3.1.5. Конструкция переходника карбюратора

Переходник (рис. 19) отлит из алюминиевого сплава. Верхний фланец имеет шпильки для крепления карбюратора. Нижний — отверстия под шпильки фланца заднего корпуса нагнетателя.

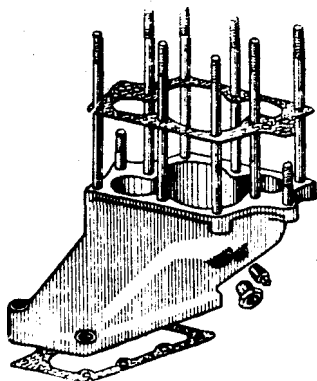


Рис. 19. Переходник карбюратора

В задней стенке переходника имеются два отверстия с резьбой. Правое закрыто пробкой, в левое ввернута бронзовая втулка для установки датчика термометра топливовоздушной смеси.

Герметизация соединения переходника с задним корпусом нагнетателя осуществляется паронитовой прокладкой.

3.1.6. Конструкция задней крышки

Задняя крышка (рис. 20) отлита из алюминиево-магниевого сплава (электрона) МЛ-5. Она представляет собой фигурный диск с приливами под масляные каналы, ребрами жесткости, фланцами для крепления агрегатов и закрывает полость приводов в заднем корпусе нагнетателя.

Фланец крышки имеет 24 отверстия для прохода шпилек и болтов ее крепления и два отверстия для прохода установочных штифтов (рис. 21). Уплотнителем фланца является паронитовая прокладка.

На задней части крышки (смотреть со стороны двигателя) расположены фланцы для установки двух магнето 2 (симметрично по бокам верхней части крышки); масляного насоса 5 (справа); двойной шестерни 8 привода генератора, магнето, насоса БНК-12БК и компрессора АК-50М (слева); электроинерционного стартера (в центре); оси двойной шестерни нагнетателя (под ним); подшипника привода генератора 9 (самый нижний).

На фланце маслонасоса имеется три отверстия: правое верхнее для откачки масла из маслосборника; левое верхнее для подвода масла из нагнетающей ступени маслонасоса в фильтр МФМ-25; крайнее левое для слива масла из под задней крышки масляного насоса.

Фланец крепления компрессора АК-50М имеет два отверстия для подвода масла к компрессору и слива из корпуса его привода в картер.

Все подшипники приводов смазывают под давлением. Для слива масла, проникшего через зазоры между подшипниками и валиками к фланцам агрегатов, бобышки с запрессованными в них подшипниками валиков привода агрегатов имеют в стенках сливные отверстия.

Слева, между приводами магнето и маслонасоса, задняя крышка имеет прилив с камерой, в которую устанавливается масляный фильтр МФМ-25. Камера сообщена каналом с левым верхним отверстием на площадке крепления масляного насоса, через который поступает масло от нагнетающей ступени. В этом канале установлен обратный клапан на $0,5 \text{ кг/см}^2$, предотвращающий перетекание масла из бака в картер на неработающем двигателе.

Между бобышками для валиков приводов масляного насоса и генератора расположен прилив с фланцем и внутренним каналом, по которому масло из маслосборника подводится к откачивающей ступени масляного насоса.

В центральное отверстие крышки с кольцевой канавкой, в которую отфильтрованное масло поступает из МФМ-25, запрессована бронзовая втулка (задний подшипник вала привода агрегатов), имеющая кольцевую проточку со сквозными проре-

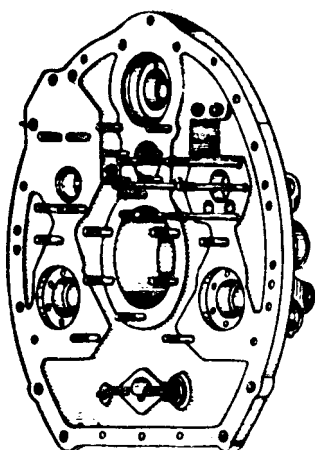


Рис. 20. Задняя крышка картера (вид сзади слева)

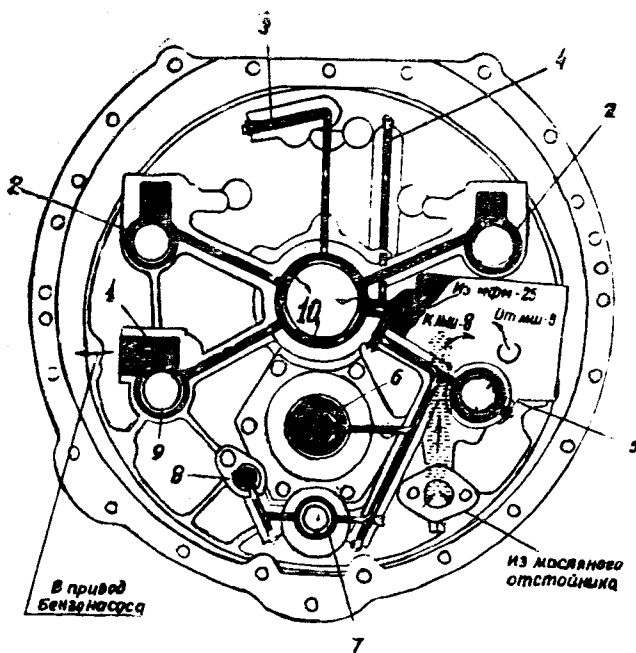


Рис. 21. Схема масляных каналов в задней крышке картера (вид со стороны двигателя): 1—подшипник привода БНК-12БК и счетчика оборотов; 2—подшипник привода магнето; 3—подвод масла к масляному манометру; 4—канал подвода масла к приводу РПО; 5—подшипник привода МШ-8М; 6—ось двойной шестерни привода крыльчатки нагнетателя; 7—подшипник привода генератора; 8—ось промежуточной шестерни привода генератора; 9—подшипник двойной шестерни привода генератора, магнето, БНК-12БК и АК-50М; 10—подшипник валика привода агрегатов

зьями. Из кольцевой канавки бобышки через отверстия втулки и дальше через пустотелый вал привода агрегатов масло от масляного насоса поступает в коленчатый вал двигателя. Из этой же канавки по каналам в приливах задней крышки масло направляется на смазку приводов магнето, топливного насоса БНК-12БК и генератора ГСН-1500, тахометра, двойного привода и компрессора АК-50М.

Масло к приводам маслоснабжения и генератора, оси промежуточной шестерни привода генератора, регулятору оборотов и к оси двойной шестерни привода крыльчатки нагнетателя подводится непосредственно из камеры фильтра МФМ-25.

От центральной втулки задней крышки идет медная трубка, соединяющая выточку вокруг втулки с полостью в специальном приливе на внутренней верхней части крышки. С наружной стороны слева имеется бобышка с конической резьбой для установки штуцера крепления трубки подвода масла в РПО. Рядом справа расположена бобышка с резьбовым отверстием для установки манометра, замеряющего давление масла.

3.2. ЦИЛИНДРОПОРШНЕВАЯ ГРУППА (ЦПГ)

3.2.1. Условия работы ЦПГ

ЦПГ включает в себя цилиндры, поршни, поршневые кольца и поршневые пальцы. Все детали ЦПГ работают в условиях высоких механических нагрузок и тепловых напряжений.

Цилиндр подвергается воздействию давления газов до 6500—7000 кПа (65—70 кгс/см²), инерционных сил, сил бокового давления поршня, сил трения поршня и его колец.

Сила газов P_g достигает наибольшего значения (140,00 кН) при работе двигателя на взлетном режиме при частоте 18 раз в секунду, т. е. действующие силы носят ударный характер. Эта сила складывается с силой инерции поршня (имеющий знак «+» при движении поршня в сторону коленчатого вала и «-» при обратном движении), обусловленной его неравномерным движением, т. е. наличием ускорений.

Боковая сила N (рис. 22), достигая 9,0 кН при 2200 об/мин на 37° от ВМТ в такте рабочего хода, стремится опрокинуть цилиндр и при движении в других тактах раскачивает его. Это приводит к овализации цилиндра и повышенному износу в плоскости вращения коленчатого вала. Температура головки и гильзы в зоне клапана выпуска на 60—70°С выше, чем у клапана впуска, за счет нагрева вытекающими газами и периодического охлаждения зоны клапана впуска свежей смесью. В перемычке между седлами клапанов разность температур достигает 200—220°С, что приводит к тепловым напряжениям, превышающим значения от сил давления газов, короблению головки и седел клапанов, обгоранию и обрыву клапанов.

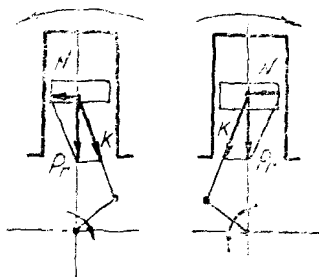


Рис. 22. Возникновение и характер действия силы бокового давления поршня на цилиндр

Нижняя часть поршня (юбка) работает в условиях жидкостного трения, при котором коэффициент трения равен 0,003—0,005. Верхний пояс поршня, имея более высокую температуру (рис. 23), работает в условиях граничного трения, с очень тонкой прослойкой масла.

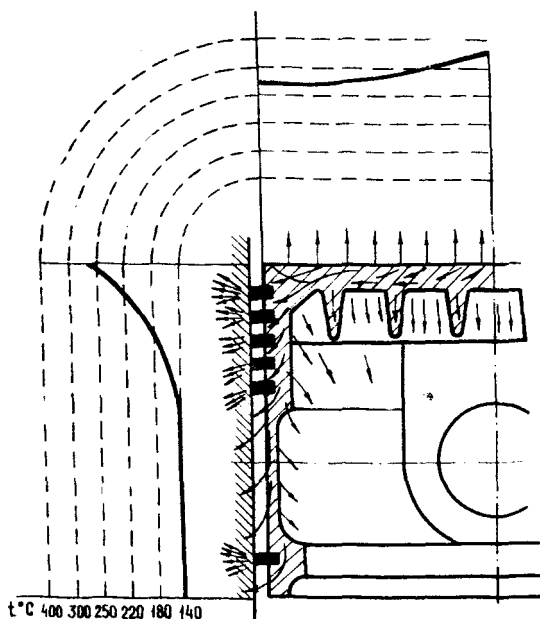


Рис. 23. Примерное распределение температуры в поршне

Тепловые нагрузки обусловлены высокой температурой газов (до 2500°C), трением поршня и поршневых колец о стенки, неравномерным нагревом и охлаждением отдельных участков цилиндра (рис. 24).

В этом случае коэффициент трения возрастает до 0,05—0,20 (напомним, что сила трения F равна нормальной к поверхности силе — в нашем случае N , умноженной на коэффициент трения: $F = fN$). Сила трения приводит к интенсивному износу и нагреву цилиндра и поршня.

Сам поршень также работает в тяжелых условиях. Силы давления газов прогибают днище поршня, вызывая деформацию его боковой поверхности, при которой бобышки для установки поршневого пальца расходятся от оси поршня, а менее жесткие

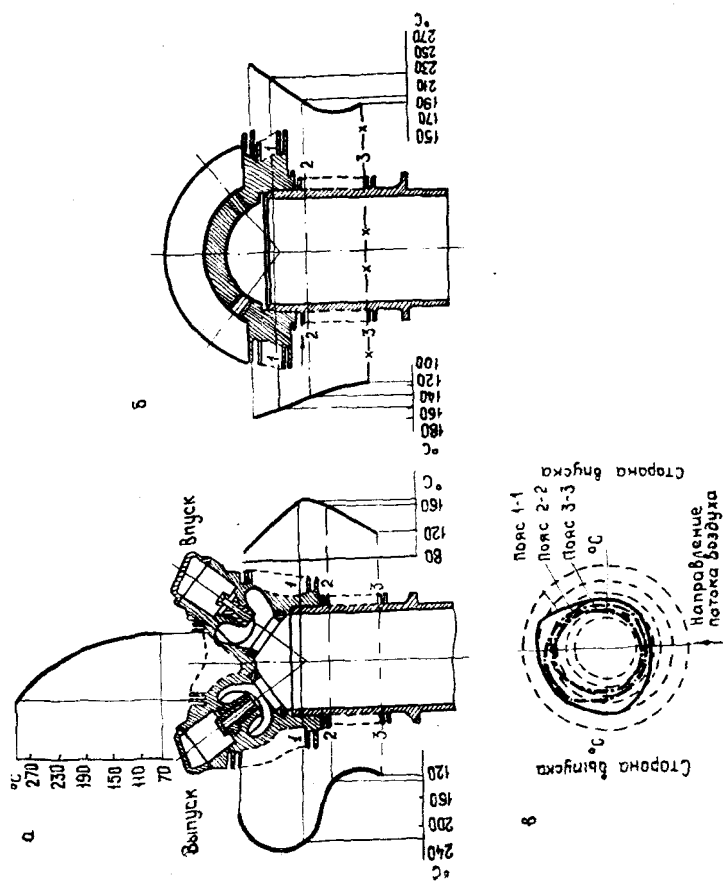


Рис. 24. Распределение температуры по отдельным участкам цилиндра

боковые поверхности (между бобышками) приближаются к оси. В результате в работе поршень периодически принимает в сечении форму овала, вытянутого вдоль оси поршневого пальца, т. е. овальность поршня появляется в перпендикулярном направлении овальности цилиндра. Этому же способствует и сила бокового давления N . Такая работа поршня обуславливает наличие гарантированного зазора между ним и цилиндром.

Одновременно изменение линейных размеров поршня обусловлено его нагревом. Тепло в основном отводится через поршневые кольца и частично через юбку в стенки цилиндра. Внутренняя поверхность поршня конвекцией отдает тепло картерным газам насыщенным маслом.

Сила трения чугунных поршневых колец о стальную гильзу цилиндра (коэффициент трения $0,15—0,20$) зависит от удельного давления на стенку, обусловленного его упругостью ($60—100$ кПа или примерно $0,6—0,1$ кг/см² и действием давления газов на тыльную поверхность кольца (рис. 25). Эта сила

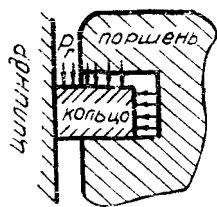


Рис. 25. Действие давления газов на тыльную поверхность поршневого кольца

на верхних кольцах может в $30—60$ раз превысить силу их упругости. Сила трения колец приводит к нагреву цилиндра и колец, особенно при разжижении масла на стенке цилиндра бензином и попадании в масло твердых частиц пыли и нагара, а также при перегреве двигателя.

Кроме того кольца нагреваются до $200—250^{\circ}\text{C}$ от соприкосновения с горячими газами и потоком тепла от поршня.

Поршневой палец, соединяющий поршень с шатуном, передает на последний силы давления газов, силы инерции и бокового давления поршня. Эти силы, переменные по величине и направлению, изгибают поршневой палец, вызывая в нем усталостные напряжения.

Кроме того палец изнашивается во втулке верхней головки шатуна и бобышках.

3.2.2. Конструкция цилиндра

Цилиндр (рис. 26) состоит из стальной кованой механически обработанной гильзы и головки, отлитой из алюминиевого сплава АЛ-5.

Соединение гильзы с головкой осуществлено посредством упорной резьбы. Необходимая герметичность соединения обеспечивается натягом по среднему диаметру резьбы и по уплотнительному пояску гильзы, а также покрытием резьбы жаро-

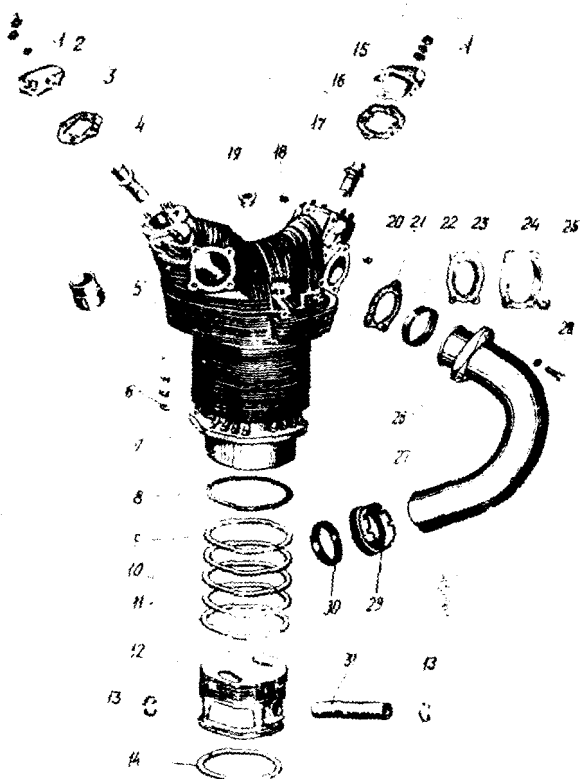


Рис. 26. Детали цилиндра и поршня: 1—гайка, шайба и шайба Гровера для крепления крышки рычага клапана; 2—крышка рычага клапана выпуска; 3—прокладка; 4—направляющая клапана выпуска; 5—штуцер кожуха тяги; 6—гайка, шайба и контргайка крепления цилиндра; 7—цилиндр; 8—маслоуплотнительное кольцо цилиндра; 9, 10—газоуплотнительные поршневые кольца; 11—маслосбрасывающие кольца; 12—поршень; 13—замок поршневого пальца; 14—маслосборное кольцо; 15—крышка рычага клапана впуска; 16—прокладки; 17—направляющая клапана впуска; 18—втулка для крепления дефлектора; 19—втулка свечи; 20—втулка для винта крепления фланца выпускной трубы; 21—прокладка; 22—уплотнительное кольцо; 23—прокладка; 24—фланец выпускной трубы; 25—гайка; 26—фланец впускной трубы; 27—впускная труба; 28—болт и шайба; 29—гайка уплотнения впускной трубы; 30—уплотнительное кольцо; 31—палец поршня

стойким лаком. Головка предварительно нагревается до 300°C и наворачивается вручную. После остывания верхняя часть гильзы на длине 80 мм деформируется на величину 0,3—0,5 мм по внутреннему диаметру в верхней части. На работающем двигателе цилиндр нагревается и деформационное сужение (рис. 28) уменьшается — это улучшает условия работы поршня и его колец.

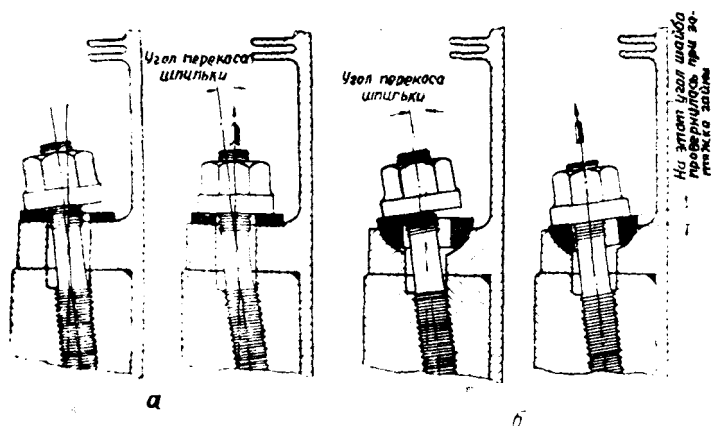


Рис. 27. Крепление цилиндра с применением плоских (а) и сферических (б) шайб

Для улучшения отвода тепла и увеличения жесткости гильза имеет ребра.

В нижней части гильзы цилиндра имеется фланец с 16 отверстиями под шпильки крепления ее к среднему картеру, из которых для крепления используется 14. В отверстиях имеются гнезда для сферических шайб (рис. 28), исключающих возникновение изгибающих усилий в шпильках при их перекосе и деформациях фланца гильзы от действия сил давления газов и боковых сил поршня. В этом случае шпильки работают только на растяжение, что значительно повышает их надежность.

Цилиндрическая часть гильзы ниже фланца (юбка) является центрирующей относительно окна картера, а также обжимает нижнее поршневое кольцо и направляет движение поршня, когда он находится в НМТ.

Для повышения износостойкости внутренняя поверхность гильзы азотируется на глубину 0,5—0,7 мм и затем хонингуется, что дает требуемую чистоту обработки поверхности зеркала цилиндра с сетчатым расположением микронеровностей. Это

обеспечивает хорошую приработку поршневых колец и способствует лучшему удержанию масла на зеркале.

Головка цилиндра отлита из сплава алюминия АЛ-5 и имеет камеру сгорания полусферической формы.

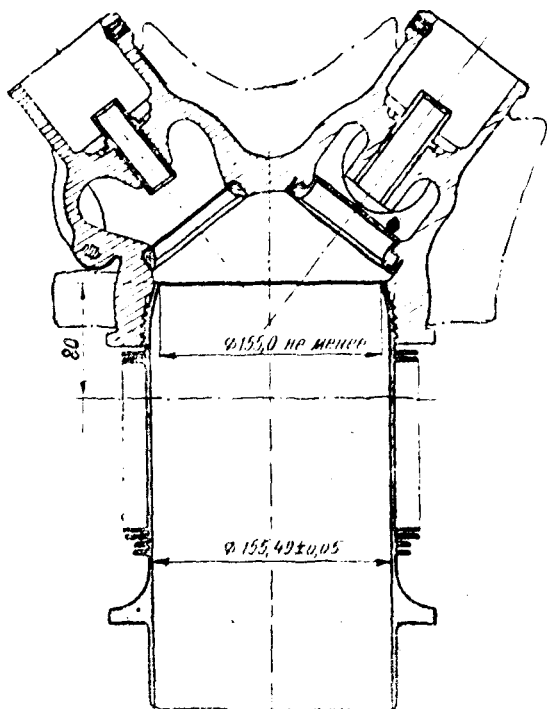


Рис. 28. Схема деформационного сужения гильзы цилиндра

Для охлаждения головка снаружи имеет получаемые отливкой ребра (см. рис. 26). Оребрение делается несимметричным, что обусловлено ее температурным состоянием (см. рис. 24). Это способствует выравниванию температур по отдельным зонам. Горизонтальные ребра имеют два разреза — спереди и сзади (температурные швы) — для предотвращения появления трещин от температурных напряжений. Нижнее утолщенное ребро не имеет разрезов и придает головке жесткость.

За одно целое с головкой в ее верхней части отлиты клапанные коробки, в которых размещены рычаги, пружины с та-

релками и сухариками и бронзовые направляющие клапанов механизма газораспределения.

В стенках коробок имеются отверстия для осевых болтов рычагов клапанов с выточками под маслоуплотнительные кольца и по одному отверстию с ввернутыми бронзовыми футорками для крепления дефлекторов.

Спереди каждая коробка имеет резьбовое отверстие с ввернутыми на свинцовых белилах дюралюминиевыми штуцерами для подсоединения с помощью накидных гаек кожухов тяг механизма газораспределения. К задним приливам коробок крепятся дюралюминиевые упоры, ограничивающие продольные перемещения кольца капота двигателя.

Внутри головки сделаны выточки, в которые запрессованы седла клапанов: бронзовое — клапана впуска и стальное плавающее — клапана выпуска. Квадратная бобышка с резьбовым отверстием в задней части головки служит для крепления проводников термопары.

Спереди и сзади в головку ввернуты и заstopорены штифтами две бронзовые втулки для свечей зажигания.

Камера сгорания имеет два плавных канала, заканчивающихся фланцами для крепления впускной трубы и выпускного патрубка. Впускная труба крепится на три болта и уплотняется паронитовой прокладкой. Выпускной патрубок крепится четырьмя шпильками и уплотняется медно-асбестовой прокладкой.

Впускные трубы изготовлены из цельнотянутого авиала (алюминиевого сплава). Верхняя и нижняя части трубы центрируются в выточках фланца головки и переднего корпуса нагнетателя и уплотняются резиновыми кольцами.

3.2.3. Конструкция поршня

Поршень (рис. 29) изготовлен горячей штамповкой из алюминиевого сплава АК-4 и представляет собой цилиндрический стакан с плоским оребренным днищем.

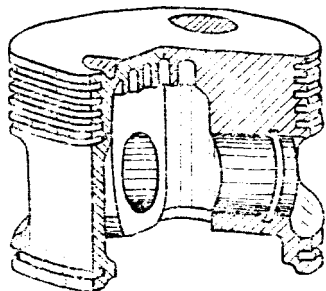


Рис. 29. Поршень

На наружной поверхности полированного днища выполнены две выемки для предупреждения возможности удара его о клапаны в случае их зависания в открытом положении.

На наружной цилиндрической поверхности расположены шесть кольцевых канавок под поршневые кольца (пять на верхнем, уплотнительном поясе, шес-

тая — на нижней части юбки). Две первые канавки имеют трапецеидальный профиль, остальные — прямоугольные. Четвертая и пятая канавки имеют соответственно десять и восемь радиальных отверстий для отвода излишнего масла со стенок гильзы цилиндра.

Внутри поршень имеет две бобышки с отверстиями под палец с кольцевыми канавками для пружинных замков поршневого пальца, ограничивающих осевое перемещение последнего.

Для уменьшения веса часть металла с наружной поверхности поршня в месте установки пальца выфрезерована. Срезана часть неработающих участков юбки для исключения возможности соприкосновения поршня с противовесами коленчатого вала.

Рабочие поверхности поршня для предотвращения надиров при недостаточной смазке графитизируются (покрываются тонким слоем коллоидального графита).

Поршни всех цилиндров взаимозаменяемы при соблюдении весового подобия — наибольшая разность в весе комплекта не более 10 г.

Завод выпускает кроме поршней нормального размера (с зазором между поршнем и цилиндром 0,54—1,14 мм) ремонтные поршни с диаметром, который больше на 0,15 мм ремонтных цилиндров диаметром 155,65 мм.

3.2.4. Поршневые кольца

На каждый поршень устанавливается три маслоуплотнительных (верхних), два (четвертое и пятое) маслосбрасывающих и шестое — маслосборное кольца. При этом используются кольца трех типов соответственно: клиновидное, конусное и для цилиндра № 1 — шестое кольцо, клювовидное (рис. 30).

Первые кольца в цилиндрах № 4, 5 и 6 выполнены из стали Х-12М, остальные из чугуна марки ХТВ.

Клиновидное кольцо (рис. 31) за счет появления дополнительной боковой силы при перемещении поршня в любом направлении плотнее прижимается к зеркалу цилиндра, что улучшает его уплотнительные свойства, приработку и отвод тепла от поршня. Рабочая поверхность этих колец покрывается слоем пористого хрома толщиной 0,10—0,15 мм для повышения тепло- и износостойкости.

Конусные кольца за счет значительного удельного давления на зеркало имеют хорошие уплотняющие свойства. При движении поршня к ВМТ эти кольца (установленные вершиной конуса вверх) оставляют за собой слой масла. При движении поршня к НМТ конусные кольца соскабливают масло с зеркала, уменьшая поступление его в камеру сгорания.

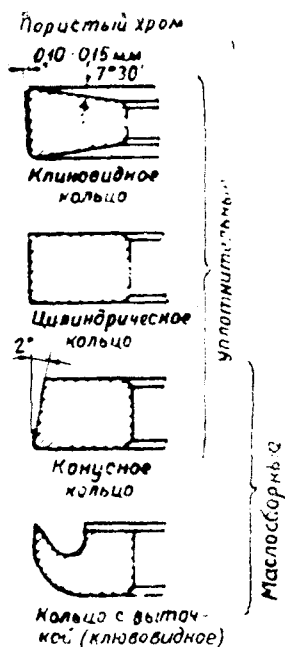


Рис. 30. Типы поршневых колец и расположение их на поршне: а — клиновидное; б — конусное; в — с выточкой (ключовидное)

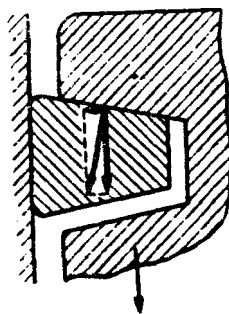


Рис. 31. Возникновение боковой силы у клиновидного кольца

В последней канавке всех поршней, кроме первого, конусное кольцо устанавливается вершиной конуса вниз (аналогично ключовидному) и работает как маслосборное.

Совместная работа маслосбрасывающих (четвертого и пятого) и маслосборного (шестого) колец обеспечивает постоянное наличие масла в зазоре между поршнем и цилиндром (рис. 32). Избыток масла из этого объема удаляется в картер через радиальные отверстия в четвертой и пятой канавках.

Ключовидное кольцо, наиболее нагруженное боковой силой поршня первого цилиндра, улучшает перекачку масла в зазор между поршнем и зеркалом цилиндра.

Все поршневые кольца имеют прямой стык (замок). Стыки соседних колец при монтаже устанавливаются как показано на рис. 33. Стык верхнего кольца должен быть удален от свечи во избежание ее замасливания.

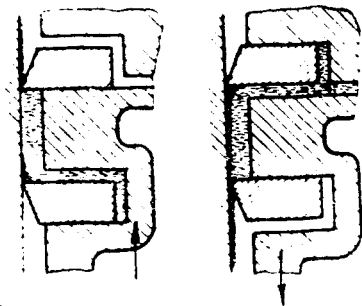


Рис. 32. Совместная работа маслобрасывающего и маслосборного поршневых колец

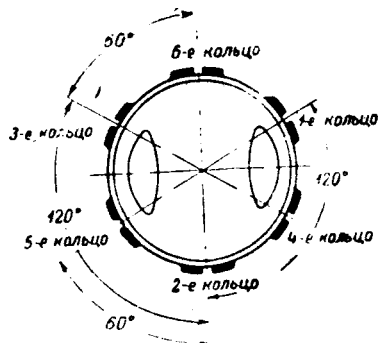


Рис. 33. Взаимное расположение стыков поршневых колец

Поршневые кольца устанавливаются в канавках поршня с некоторым зазором по высоте. Это обуславливает при возвратно-поступательных движениях поршня насосное действие поршневых колец, перекачивающее масло с зеркала цилиндра в камеру сгорания (рис. 34): при движении поршня к НМТ

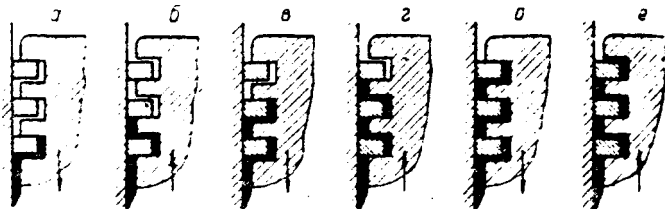


Рис. 34. Схема насосного действия поршневых колец

масло, покрывающее зеркало цилиндра, соскабливается нижним кольцом и заполняет зазоры между ним и поршнем. При перемещении поршня к ВМТ масло из нижнего торцевого зазора выдавливается перемещающимися в нижнее положение кольцами в верхнюю часть нижней канавки и в полость между этими кольцами. Следующее перемещение поршня от ВМТ к НМТ приводит к перемещению колец в верхнее относительно канавки положение и выдавливанию масла в зазор между следующими по высоте расположенными кольцами. Аналогичные явления происходят при каждом перемещении поршня. Таким образом, каждый раз при подходе поршня к ВМТ некоторое количество масла вытесняется в камеру сгорания.

Кроме того, масло проникает в камеру сгорания через зазор колец в стыке. Все это приводит к усилению нагарообразования и замасливанию свечей зажигания.

В то же время благодаря насосному действию колец улучшается подвод масла к верхней части гильзы и охлаждение верхних поршневых колец.

3.2.5. Поршневые пальцы

Пальцы пустотелые, изготовлены из высококачественной стали. Для повышения прочности и износостойкости все поверхности цементированы на глубину 0,6—0,9 мм и тщательно механически обработаны.

Посадка пальца плавающая, т. е. в холодном состоянии палец подбирается к поршню с зазором от нуля до 0,045 мм. При нагреве в процессе работы двигателя зазор увеличивается.

От продольных перемещений поршневой палец фиксируется двумя замками, представляющими собой стальные пружинные разрезные кольца из проволоки прямоугольного сечения с загнутыми к центру концами (для удобства их монтажа и извлечения).

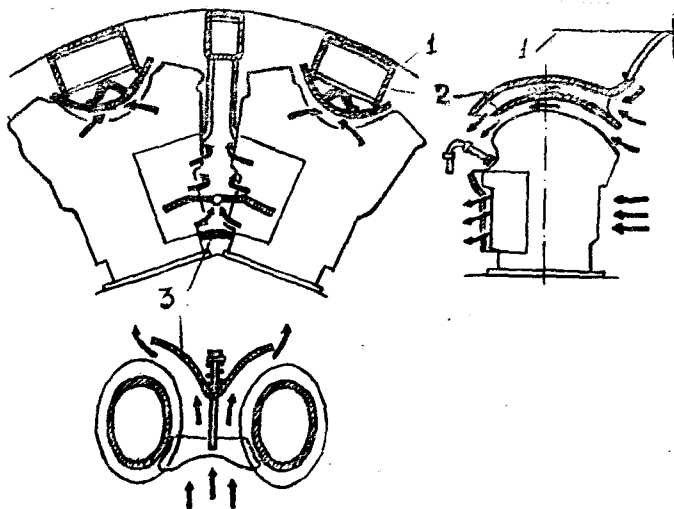
Все трущиеся поверхности поршневого пальца смазываются посредством барботажа.

3.2.6. Охлаждение цилиндров

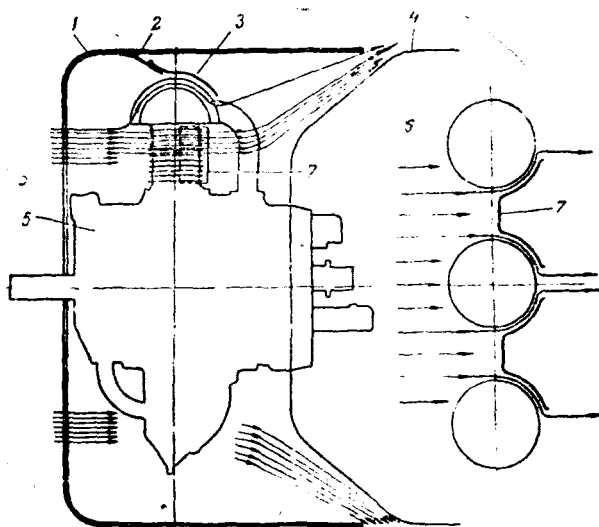
Охлаждение осуществляется воздухом, входящим в кольцевое отверстие передней части капота. Воздух проходит между ребрами цилиндров через систему воздушных дефлекторов и выходит в кольцевую щель между задней кромкой капота и поверхностью фюзеляжа (рис. 35, 36).

Воздушные дефлекторы крепятся к цилиндру с помощью скобы, упирающейся в наружные поверхности между ребрами гильз цилиндров (за исключением дефлектора между цилиндрами № 5 и 6, который крепится к маслосборнику). Воздух от них направляется к задним частям соседних цилиндров.

Дефлекторы головок крепятся болтом с шайбой Гровера к стенке клапанной коробки. На наружном конце дефлектора имеется стальная упругая пластина, к которой приклепан кожаный козырек, плотно прилегающий к кольцу капота двигателя и направляющий воздух к головкам цилиндров.



Р и с. 35. Схема расположения дефлекторов: 1—капот; 2—дефлектор головки цилиндра; 3—межцилиндровый дефлектор



— направление потока воздуха

Р и с. 36. Дефлекторы: 1—капот; 2—козырек дефлектора; 3—дефлекторы головки цилиндра; 4—внутренний капот; 5—двигатель; 6—цилиндр; 7—межцилиндровый дефлектор

4. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ДВИГАТЕЛЯ АШ-62ИР

4.1. ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ ДВИГАТЕЛЯ

Шатунный механизм предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение коленчатого вала, он состоит из одного главного и восьми прицепных шатунов (рис. 37).

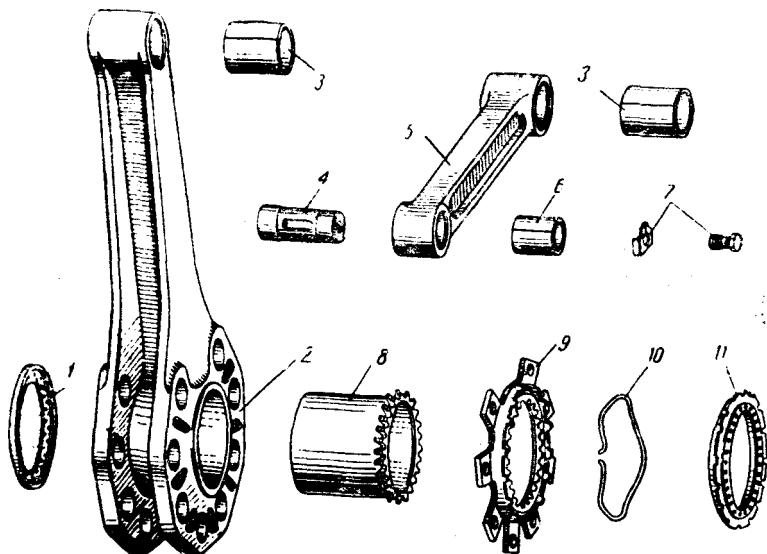


Рис. 37. Шатунный механизм: 1—заднее кольцо главного шатуна; 2—главный шатун; 3—втулка поршневой головки; 4—палец прицепного шатуна; 5—прицепной шатун; 6—втулка кривошипной головки прицепного шатуна; 7—болт и замок для крепления замка втулки главного шатуна; 8—втулка главного шатуна; 9—замок втулки главного шатуна

4.1.1. Условия работы шатунов

Шатун связывает возвратно-поступательно движущийся поршень с вращающимся коленчатым валом. При этом шатун воспринимает и передает на коленчатый вал действующие на поршень силы давления газов и силы его инерции. От действия сил инерции шатун работает на растяжение, когда они направлены к головке цилиндра и на сжатие, когда они направлены к коленчатому валу. От действия сил газов шатун работает на сжатие.

Наибольшие растягивающие силы шатун испытывает при положении поршня в ВМТ в такте впуска; наибольшее усилие сжатия — в момент максимального давления в цилиндре.

Движения шатуна носят неравномерный характер и сопровождаются появлением дополнительных сил инерции, изгибающих шатун в плоскости качания (вращения кривошипа).

Схема шатунного механизма звездообразного двигателя (механизм с сочлененными шатунами) имеет ряд кинематических особенностей, оказывающих большое влияние на конструкцию шатунов и работу двигателя:

1) ход поршня в цилиндрах с прицепными шатунами (на АШ-62ИР их восемь) больше хода поршня в цилиндре с главным шатуном (рис. 38), поскольку оси нижних головок прицеп-

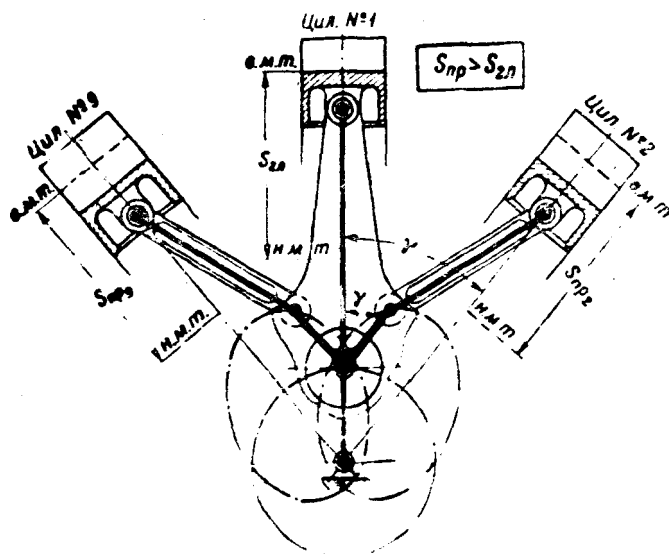


Рис. 38. Характер движения осей нижних головок главного и прицепных шатунов

ных шатунов перемещаются по эллипсам, а ось кривошипной головки главного шатуна — по окружности, радиус которой меньше большей полуоси эллипса.

Для выравнивания хода поршней во всех цилиндрах с прицепными шатунами угол между осью главного шатуна и линией, соединяющей центры нижней головки главного шатуна и пальца прицепного шатуна, должен быть равен углу между соответствующими цилиндрами;

2) расстояние от ВМТ до оси вращения коленчатого вала в цилиндрах с прицепными шатунами больше, чем в цилиндре с главным шатуном. В цилиндрах с прицепными шатунами имеется так называемое линейное смещение ВМТ, что вызывает различие объемов камер сгорания. Эта особенность устраняется за счет изменения радиусов прицепов;

3) в цилиндрах с прицепными шатунами поршни достигают ВМТ и НМТ в моменты, когда ось кривошипа не совпадает с осью соответствующего цилиндра (рис. 39). Это приводит

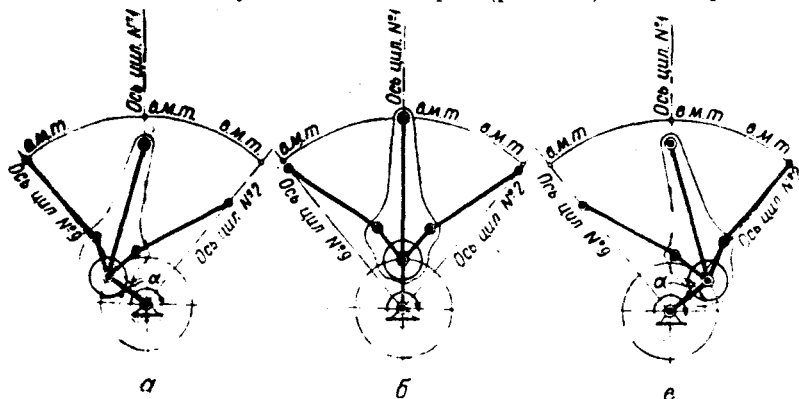


Рис. 39. Условия смещения ВМТ в цилиндрах с прицепными шатунами: а—поршень цилиндра №9 находится в ВМТ, кривошип не дошел до оси цилиндра на угол α ; б — поршень в цилиндре №1 находится в ВМТ — оси кривошипа главного шатуна и цилиндра совпадают; в—поршень цилиндра №2 находится в ВМТ, кривошип перешел ось цилиндра на угол α

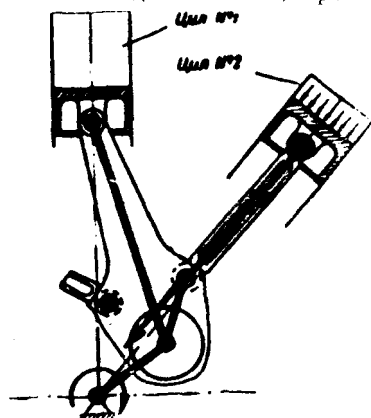


Рис. 40. Возникновение дополнительных усилий на главный шатун от прицепного шатуна

к неравенству фаз газораспределения и углов опережения зажигания в разных цилиндрах. Неравенство фаз газораспределения относительно мало, а разница в углах опережения зажигания устраняется особенностями конструкции магнето БСМ-9;

4) главный шатун с поршнем в первом цилиндре испытывает значительные дополнительные нагрузки от прицепных шатунов (рис. 40), вызывающие дополнительный изгиб стержня, поэтому главный шатун делается более массивным, что ухудшает условия работы цилиндра №1.

4.1.2. Конструкция главного шатуна

Все шатуны изготовлены из поковок хромоникельмолибденовой стали и термически обработаны. Для повышения прочности шатуны тщательно отполированы и имеют плавные переходы между сечениями.

Главный шатун (см. рис. 37) состоит из верхней поршневой и нижней кривошипной головок, соединенных стержнем двутаврового сечения с полками, расположенными в плоскости вращения кривошипа и переходящими в щеки кривошипной головки.

В отверстие поршневой головки шатуна, которое после шлифования обдувается песком для придания ему шероховатости, с натягом установлена втулка 3 из листовой твердокатанной свинцовистой бронзы. Втулка уплотняется протяжкой, развальцовывается по торцам, растачивается и освинцовывается.

Каждая щека кривошипной головки имеет восемь отверстий под пальцы прицепных шатунов, причем диаметр их в задней щеке меньше, чем в передней, что позволяет запрессовывать в них ступенчатые пальцы с натягом в обе щеки. Отверстия под пальцы хромированы и хонингованы.

Для уменьшения веса и создания более равномерной жесткости проушин на щеках между отверстиями имеются глубокие фасонные выборки.

Втулка кривошипной головки (рис. 41, 42) изготовлена из углеродистой стали и залита свинцовистой бронзой. Внутренняя поверхность центрального отверстия нижней головки шатуна хромируется и хонингуется, а наружная поверхность втулки омеднена. После запрессовки втулки и установки пальцев прицепных шатунов втулка растачивается по гиперболическому профилю, устраняющему влияние перекосов и деформаций и втулки, и шатунной шейки коленчатого вала. После механической обработки поверхность втулки покрывается электролитическим способом свинцово-оловянным покрытием.

С переднего торца втулка имеет буртик с наружными эвольвентными шлицами для установки замка, предохраняющего втулку и пальцы прицепных шатунов от проворачивания и продольных перемещений.

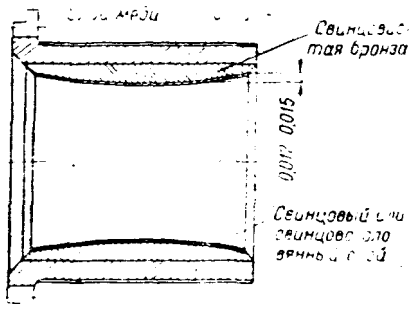


Рис. 41. Втулка кривошипной головки главного шатуна

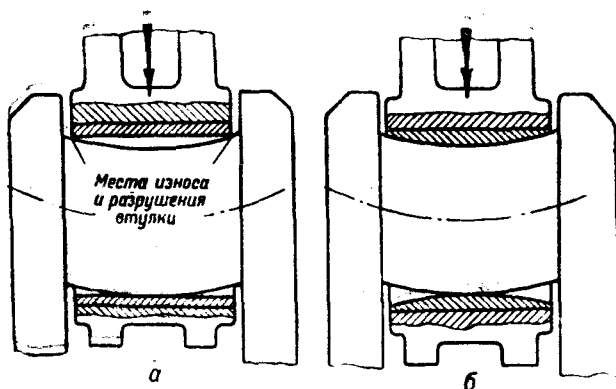


Рис. 42. Схема работы втулки кривошипной головки главного шатуна: а—при цилиндрической и б—при гиперболической расточке ее внутренней поверхности

Замок втулки главного шатуна (см. рис. 37, поз. 9) одновременно является замком для пальцев 4 прицепных шатунов 5 и представляет собой фасонное кольцо с внутренними эвольвентными шлицами, которыми он устанавливается на шлицевой венец втулки главного шатуна.

Снаружи замок имеет восемь лап с отверстиями под винты крепления его к пальцам прицепных шатунов. Лапы своими наружными срезами плотно прилегают к сегментным выступам пальцев, фиксируя их от проворачивания. На задней поверхности лап замка у отверстий под винты крепления имеются выемки (масляные карманы), соединенные сверлениями с кольцевой проточкой, из которой масло поступает внутрь пальцев прицепных шатунов.

Для улучшения смазки поверхностей скольжения шатунной шейки и втулки кривошипной головки главного шатуна кривошипная головка снабжена двумя маслоуплотнительными кольцами, уменьшающими утечку масла из зазора между втулкой и шейкой, поддерживая повышенное давление масла в нем, что увеличивает работоспособность шатунного подшипника и обеспечивает подачу масла для смазки трущихся поверхностей пальцев и втулок кривошипных головок прицепных шатунов.

Уплотнение заднего торца обеспечивается чашеобразным кольцом 4 (рис. 43), изготовленным из хромистой стали, установленным на заднем цилиндрическом выступе кривошипной головки главного шатуна. Наружная поверхность для уменьшения трения омеднена, освинцована и имеет 36 отверстий со сферическими выточками (митчелями) для прохода масла, обра-

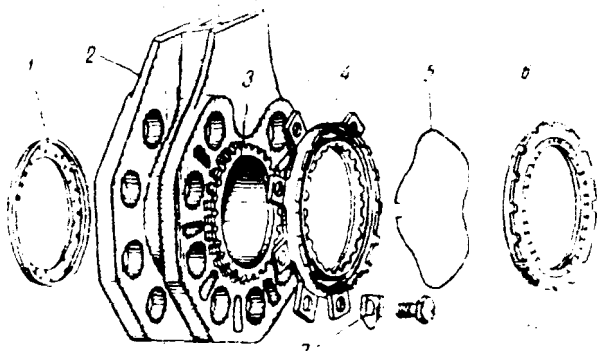


Рис. 43. Схема бокового уплотнения кривошипной головки главного шатуна и смазки пальцев прицепных шатунов: 1—заднее кольцо; 2—главный шатун; 3—втулка главного шатуна; 4—шлицевой замок; 5—пружинное кольцо; 6—переднее кольцо; 7—замок винта; 8—винт крепления шлицевого замка

зующими масляные полости и устойчивую масляную пленку для смазки торца кольца.

Уплотнение переднего торца осуществляется кольцом 1, установленным в кольцевой проточке на переднем торце замка 2 втулки главного шатуна. Между кольцом и замком к передней щеке коленчатого вала ставится пружина, представляющая собой волнистое проволочное разрезное кольцо.

Осевое перемещение кольца в выточке замка направляется специальным цилиндрическим буртиком на кольце. От проворачивания в замке кольцо удерживается торцевыми выступами замка, входящими в 16 пазов на кольце.

Буртик и передний торец кольца покрыты свинцовистой бронзой. На переднем торце выполнено 36 отверстий со сферическими выемками для создания устойчивой масляной пленки.

Кольцевая проточка замка заполняется маслом из зазора между втулкой и шатунной шейкой.

4.1.3. Конструкция прицепного шатуна

Шатун имеет поршневую и кривошипную головки, соединенные стержнем двутаврового сечения с расположением полок в плоскости, перпендикулярной плоскости вращения (см. рис. 37).

Обе головки имеют отверстия, в которые протяжкой с натягом запрессованы втулки из листовой твердокатанной свинцовистой бронзы с последующей развальцовкой торцев. Внутренняя поверхность втулок освинцовывается.

Все прицепные шатуны взаимозаменяемы, но в комплект подбираются по весу таким образом, чтобы разница в полученных весах была не более 10 г, а разница в весах, отнесенных к поршневым головкам—не более 5 г.

Палец прицепного шатуна (см. рис. 37, поз. 4) изготовлен из высококачественной стали. Наружная поверхность его трехступенчатая, для повышения твердости азотирована. Крайние цилиндрические шейки, которыми палец запрессовывается в щеки кривошипной головки главного шатуна, для предохранения от наклепа омеднены.

На средней шейке пальца — посадочное место втулки кривошипной головки, имеются две диаметрально противоположные лыски с радиальными отверстиями. Через эти отверстия из внутренней полости пальца подводится масло на смазку головки.

Со стороны переднего торца в глухом осевом отверстии, образующем масляную полость, имеется резьба под винт крепления замка втулки главного шатуна и сегментный выступ, которым палец упирается в лапу замка. Винт имеет осевое и у головки радиальные отверстия для перепуска масла в полость пальца. От проворачивания винт контрится специальным пластинчатым замком.

4.2. КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ

Коленчатый вал предназначен для преобразования работы сил давления газов, действующих на поршень в тактах рабочего хода, в крутящий момент, приводящий во вращение воздушный винт.

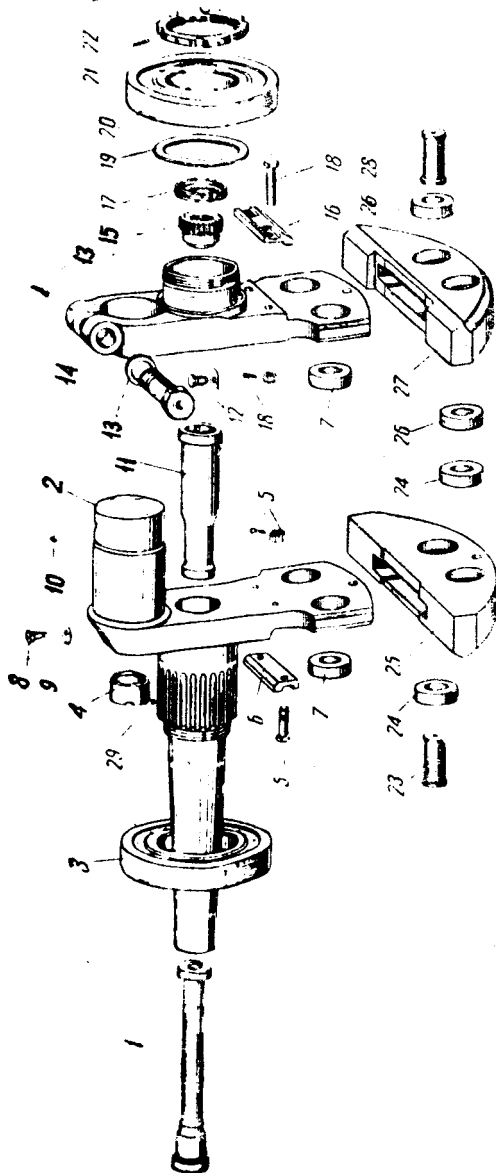
4.2.1. Условия работы коленчатого вала

Коленчатый вал (рис. 44) является сложнагруженным узлом двигателя, испытывающим различные по характеру и значительные по величине напряжения.

Величина крутящего момента, развиваемого коленчатым валом, зависит от величины силы T (рис. 45), являющейся суммарной составляющей сил давления газов P_g , сил инерции поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма и поршней всех цилиндров двигателя P_{jn} . Сила T приложена к шатунной шейке коленчатого вала перпендикулярно кривошипу и создает крутящий момент

$$M_{кр} = T R. \quad (19)$$

Величина силы T и, следовательно, крутящего момента изменяется и по углу поворота коленчатого вала, и во времени.



Р и с. 44. Коленчатый вал: 1—труба; 2—передняя часть коленчатого вала (КВ); 3—передний опорный подшипник КВ; 4—пробка шатунной шейки; 5—болт, гайка и шплинт крепления ограничителя переднего противовеса; 6—ограничитель переднего противовеса; 7—втулка передней и задней шек КВ; 8—винт крепления заглушки с осевым отверстием диаметром 1,0 мм; 9—замок; 10—жиклер диаметром 1,3 мм; 11—стакан; 12—болт и замок крепления стакана; 13—стяжной болт с шайбой и шплинтом; 14—задняя часть КВ; 15—муфта вала привода агрегатов; 16—ограничитель заднего противовеса; 17—гайка крепления муфты вала привода агрегатов; 18—болт, гайка и шплинт крепления ограничителя заднего противовеса; 19—маслоотражатель; 20—задний опорный подшипник; 21—шплинт для контроля гайки заднего подшипника; 22—гайка для крепления заднего подшипника; 23—палец переднего противовеса; 24—втулка переднего противовеса; 25—противовес передний; 26—втулка заднего противовеса; 27—противовес задний; 28—палец заднего противовеса; 29—контрольный штифт

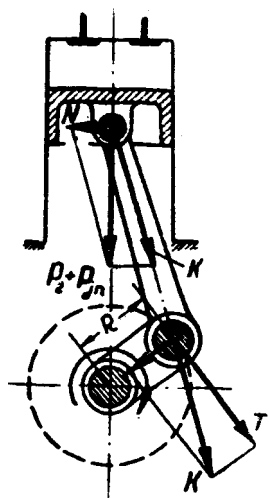


Рис. 45. Силы, действующие на шатуновую шейку КВ

изгибные колебания, а составляющая T — упругие крутильные колебания вала. Та же сила K является периодически изменяющейся внешней нагрузкой, вызывающей вынужденные колебания коленчатого вала, частота которых равна частоте изменений крутящего момента (или кратной ей) и пропорциональна частоте вращения.

Изменение крутящего момента можно представить в виде суммы нескольких составляющих, каждая из которых периодически изменяется по времени с различной частотой, но строго по закону тригонометрических функций (синуса и косинуса). Эти составляющие называются гармониками.

Частота изменения каждой составляющей определяется порядком ее гармоники, т. е. числом периодов изменения составляющей крутящего момента за время одного оборота коленчатого вала.

В случае, когда частота одной из гармоник крутящего момента совпадает с частотой собственных крутильных колебаний, возникают резонансные крутильные колебания.

В диапазоне рабочих оборотов коленчатого вала явления резонанса свободных и вынужденных крутильных колебаний наблюдаются при нескольких значениях частоты вращения. Опасные или критические частоты вращения коленчатого вала, при которых амплитуды колебаний превышают максимально

Основная часть крутящего момента передается на вал винта и определяет эффективную мощность двигателя.

Под действием сил сопротивления вращению воздушного винта и крыльчатки нагнетателя, кулачковой шайбы и различных агрегатов коленчатый вал скручивается.

Центробежные силы инерции отдельных деталей коленчатого вала и силы давления газов изгибают вал, растягивают или сжимают составляющие его элементы. Опорные места вала подвержены износу.

Периодическое изменение крутящего момента вызывает упругие крутильные колебания вала.

Свободные (собственные) колебания коленчатого вала возникают после каждой вспышки топливоздушнй смеси в цилиндрах. Они вызываються силой K (см. рис. 45), причем ее составляющая, направленная вдоль щеки вала, вызывает

допустимые напряжения, для двигателя АШ-62ИР равны 2120—2180 в минуту при работе двигателя на земле и 1960—2100— в воздухе и соответствуют 4 1/2 гармонике. Гашение этих колебаний осуществляется маятниковым демпфером (рис. 46, 47) следующим образом.

К увеличенной части щеки коленчатого вала на двух роликах (пальцах) подвешивается груз. Причем размеры его, роликов и их втулок подбираются (настраиваются) на 4 1/2 гармонiku. Груз на роликах может совершать колебательные движения относительно щеки подобно маятнику, подвешенному в точке А.

При равномерном (без колебаний) вращении коленчатого вала за счет центробежных сил груз (маятник) относительно щеки находится в покое (рис. 47, а).

В случае возникновения резонансных крутильных колебаний (рис. 47, б и в) щека совершает колебания относительно оси ОХ. При этом составляющая центробежной силы маятника P_d , на-

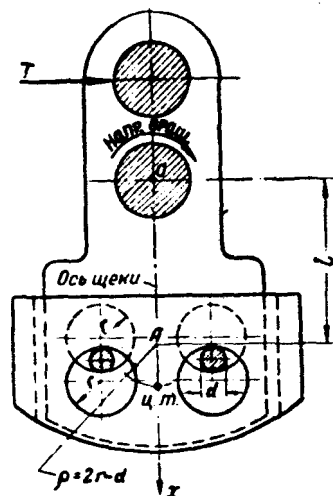


Рис. 46. Схема устройства маятникового демпфера КВ

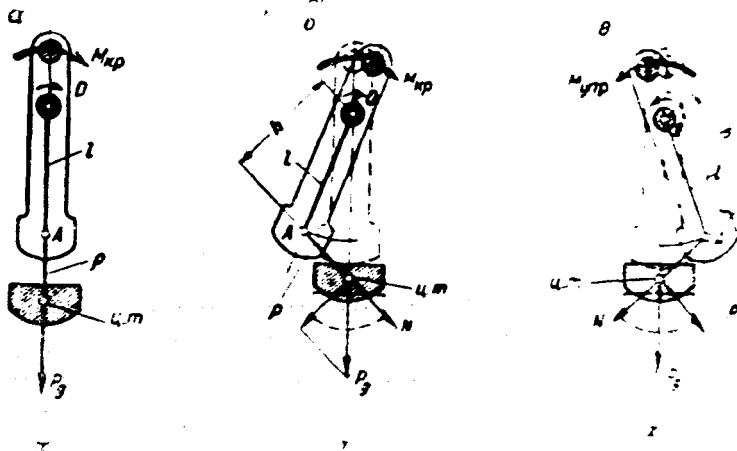


Рис. 47. Схема работы маятникового демпфера: а—вращение без колебаний; б и в—вращение при возникновении резонансных крутильных колебаний

правления вдоль радиуса подвески ρ , создает момент $M_d = N \rho$, обратный направлению внешнего возмущающего момента $M_{кр}$ и равный ему по величине, если колебания гасятся полностью. Этот момент препятствует отклонению щеки, а следовательно, и вала от равновесного положения и не дает развиваться опасным колебаниям.

Вторая задача, решаемая маятниковым противовесом—уравновешивание сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма.

4.2.2. Конструкция передней части коленчатого вала

Коленчатый вал двигателя (см. рис. 44) разъемный, состоит из передней и задней частей, изготовленных из поковок хромоникельмолибденовой стали. Передняя часть состоит из носка, шлицевой части, коренной шейки, щеки и шатунной шейки.

Носок (рис. 48) имеет две азотированные для уменьшения износа цилиндрические поверхности, являющиеся опорами подшипников скольжения вала винта, соединенных конической частью. На каждой поверхности сделана продольная лыска для подвода и распределения масла по всей длине подшипника.

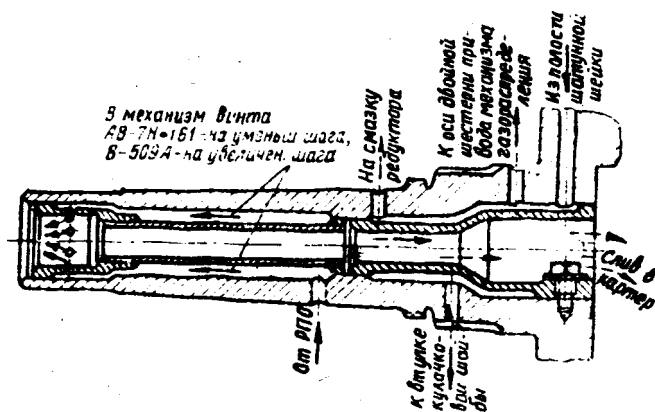


Рис. 48. Продольный разрез носка KB

На задней шейке имеются два отверстия: заднее — для подвода масла из полости носка коленчатого вала к задней втулке винта и деталям редуктора; переднее — для подвода масла от РПО к винту.

На переднюю коренную шейку напрессовывается внутренняя

обойма роликового подшипника, через который вал опирается на картер двигателя. Наружная обойма подшипника установлена в ступице передней части среднего картера.

Между коренной и задней опорными шейками на носке коленчатого вала сделаны 24 шлицы эвольвентного профиля, на которые устанавливаются ведущие шестерни редуктора и механизма газораспределения. Для обеспечения их постановки в определенном положении между шлицами носка запрессован штифт, соответственно которому на шестернях имеется паз, выполненный удалением одного шлица. Между шестернями устанавливается стальное кольцо, являющееся задним упором кулачковой шайбы. Весь пакет закреплен от продольных перемещений гайкой с омедненной резьбой, наворачиваемой на резьбу перед шлицевой частью носка.

Для подвода масла к подшипнику скольжения кулачковой шайбы механизма газораспределения, установленной на удлиненную ступицу ведущей шестерни редуктора, в одной из впадин между шлицами имеется радиальное отверстие.

Носок коленчатого вала пустотелый. Во внутренней полости образованы посадочные места, в которые запрессованы стальная труба с передней стороны и электронный стакан со стороны щеки.

Труба имеет две опоры, припаянные к ней латунью. Передняя опора представляет собой стальную ступенчатую втулку с шестью радиальными отверстиями. Внутренняя поверхность втулки азотируется и после запрессовки трубы хонингуется — по этой поверхности работают уплотнительные кольца маслораспределительной втулки подвода масла в механизм воздушного винта. Задняя опора трубы выполнена в виде стального кольца. Кольцевая полость между трубой и носком коленчатого вала служит маслопроводом между РПО и винтом, в который масло подводится под давлением через четвертое от щеки радиальное отверстие.

Стакан, имеющий наружные буртики по торцам, запрессовывается в носок вала со стороны щеки и стопорится изнутри винтом с пластинчатым замком. Образованная им кольцевая полость служит для смазки оси двойной шестерни привода механизма газораспределения, втулки кулачковой шайбы и деталей редуктора через три радиальных отверстия. Масло в эту полость подводится из шатунной шейки по сверлению в щеке.

Носок связан с шатунной шейкой *щекой* прямоугольного сечения. В нижней части щеки, на передней стороне, имеется уступ, за которым ширина щеки увеличивается. На широкой части при помощи двух стальных цементированных пальцев (роликов) с буртиками на торцах подвешен стальной маятниковый противовес.

Пальцы располагаются в стальных цементированных втулках, из которых четыре запрессованы в противовес, а две — в щеку коленчатого вала. Торцевые буртики пальцев ограничивают их осевое перемещение, упираясь в торцы втулок противовеса, смещенного относительно щеки на величину разности между диаметром отверстий во втулках и диаметром пальцев.

В смещенном положении противовес удерживается ограничителем, закрепленным на двух болтах между уступом на щеке и верхним торцом противовеса. Ограничитель имеет уступ, предохраняющий болты от срезания.

Противовес выполнен в виде сегмента, имеющего сквозной паз для прохода щеки и два сквозных отверстия для втулок пальцев, перпендикулярных пазу.

Щека и противовес в нижней части имеют отверстие, в которое в процессе сборки вставляется контрольный штырь, обеспечивающий соосность коренных шеек обеих половин коленчатого вала.

Шатунная шейка (см. рис. 44 и 49) имеет внутреннюю расточку, ось которой смещена относительно оси шейки вверх на 3 мм. Это повышает прочность шатунной шейки, улучшает центрифугирование масла и уменьшает центробежную силу, развиваемую шейкой при вращении коленчатого вала.

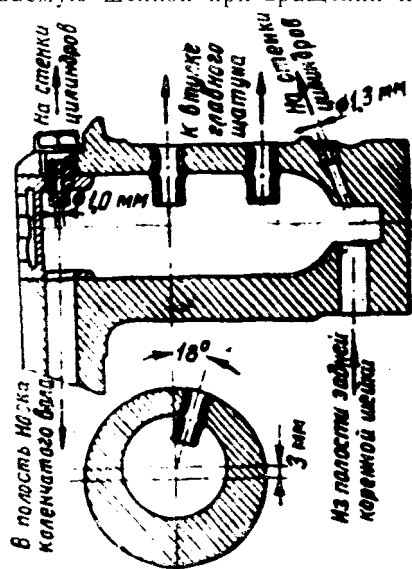


Рис. 49. Продольный разрез шатунной шейки КВ

Полость шейки отверстием в щеке сообщается с полостью между стаканом и носком и с передней стороны закрыта стальной чашеобразной пробкой. Пробка имеет два диаметрально противоположных отверстия: одно — верхнее с резьбой для установки винта ее крепления с осевым отверстием диаметром 1,3 мм для перепуска масла из шатунной шейки (из основной магистрали масляной системы двигателя) на смазку и охлаждение гильз цилиндров и поршней, а другое (нижнее) — гладкое для прохода масла из шатунной шейки через отверстие в щеке во внутреннюю полость носка вала.

Наружная поверхность шатунной шейки разделена кольцевой проточкой на две части. На одной — рабочей, устанавливается втулка главного шатуна, на другой располагается проушина разрезной щеки задней части коленчатого вала.

На рабочей части шейки сделана лыска, на которую по двум запрессованным и завальцованным кадмированным трубкам из красной меди из внутренней полости шейки под давлением подводится масло на смазку втулки главного шатуна и пальцев прицепных шатунов. Концы трубок выступают над образующей расточки. За счет этого при вращении коленчатого вала частицы, загрязняющие масло, центробежной силой отбрасываются к основанию трубок, а очищенное масло подается на смазку головок шатунов. Выходные отверстия трубок расположены под углом 18° от ВМТ (от оси симметрии шейки) в сторону вращения коленчатого вала, поскольку в этом месте шейка испытывает наименьшие удельные давления, что обуславливает меньшее гидравлическое сопротивление масляному потоку.

На нерабочей части шейки, предназначенной для установки и крепления задней части коленчатого вала, сверху имеется сегментная выемка и наклонный канал, выходящий во внутреннюю полость шейки. Выемка приближает стяжной болт к оси вращения коленчатого вала, уменьшая центробежные силы инерции. Канал с установленным в нем жиклером диаметром 1,3 мм перепускает масло на смазку и охлаждение гильз цилиндров и поршней. Эта смазка особенно необходима в момент запуска двигателя.

Для усиления шейки и уменьшения ее деформаций при затяжке стяжного болта задняя стенка шейки сделана сплошной и со стороны внутренней полости имеет сферическую форму.

4.2.3. Конструкция задней части коленчатого вала

Задняя часть коленчатого вала состоит из задней коренной шейки, щеки и противовеса-демпфера (см. рис. 44).

Задняя щека вала прямоугольного сечения имеет в верхней части расточку под шатунную шейку, отверстие с резьбой под стяжной болт и прорезь шириной 2 мм, разделанную у верхнего торца щеки под углом 60° , обеспечивающую необходимую деформацию и плотный хват шатунной шейки при стягивании болта. Болт, выполненный из хромоникельмолибденовой стали, контрится шплинтом через отверстие, которое сверлится после затяжки болта. Нижняя лопатообразная часть щеки выполнена аналогично передней щеке. Щека имеет наклонный канал, соединяющий полость коренной шейки с радиальным каналом

в задней части шатунной шейки. Для предотвращения перекрытия каналов на поверхности расточки под шатунную шейку сделана дугообразная канавка.

Задняя коренная шейка (рис. 50) полая. На шейке устанавливается разборный опорный роликовый подшипник вала.

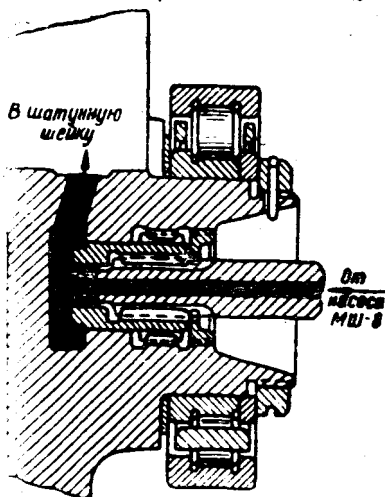


Рис. 50. Задняя коренная шейка КВ

Крепление его осуществляется гайкой, накрученной на резьбу шейки, которая фиксируется шплинтом. В полости имеются расточка для подвода масла в шатунную шейку, цилиндрический поясok для центрирования муфты вала привода агрегатов, шлицы для ее посадки и резьба под гайку, ограничивающую осевое перемещение муфты, коническая чашеобразная расточка для свободного расположения ступицы диска маслоуплотнителя нагнетателя. Муфта имеет внутри шлицы для соединения с валом

привода агрегатов и цилиндрический поясok для опоры маслоуплотнительных колец вала. Несоосность коренных шеек передней и задней частей коленчатого вала после сборки должна быть не более 0,1 мм. После сборки и окончательной механической обработки коленчатый вал подвергается статической балансировке.

4.3. РЕДУКТОР

Редуктор предназначен для уменьшения частоты вращения воздушного винта с целью снижения окружных скоростей его лопастей и, тем самым, повышения КПД при одновременном форсировании мощности двигателя увеличением частоты вращения коленчатого вала.

4.3.1. Принципиальная схема и работа редуктора

Передаточное число от коленчатого вала к валу винта устанавливается совместно конструкторами винта, самолета и дви-

гателя. Рекомендуемая частота вращения винта n_v выбирается из условия, что скорость конца лопасти

$$W_{\text{л}} = \sqrt{V^2 + (\pi R_v n_v)^2}, \quad (20)$$

где V — скорость самолета, м/с, R_v — радиус винта, м; n_v — частота вращения винта, 1/с,

должна быть не более $(0.93-0.97) a$, где a — скорость звука, м/с.

Редуктор двигателя АШ-62ИР планетарного типа показан на рис. 51. Степень редукции — отношение частоты вращения вала винта к частоте вращения коленчатого вала:

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_v}{n_{\text{КВ}}} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_3} = \frac{66}{66 + 30} = \frac{11}{16}, \quad (21)$$

где Z_1 — число зубьев ведущей шестерни; Z_3 — число зубьев неподвижной шестерни.

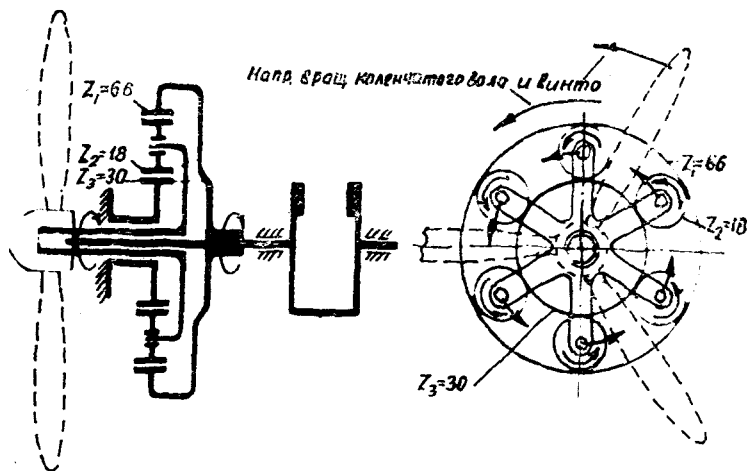


Рис. 51. Принципиальная схема редуктора двигателя АШ-62ИР

Редуктор состоит из ведущей шестерни, неподвижной и шести сателлитных шестерен, смонтированных на лапах вала винта. Направление вращения вала винта совпадает с направлением вращения коленчатого вала. Ведущая шестерня, вращаясь вместе с коленчатым валом, приводит во вращение сателлитные шестерни. Упираясь своими зубьями в зубья неподвижной шестерни, сателлиты обкатываются вокруг нее и увлекают за собой вал винта. Наличие нескольких параллельно работающих промежуточных сателлитных шестерен уменьшает нагрузки на их

оси и на зубья всех шестерен, повышая их надежность и долговечность.

Все шестерни цилиндрические с прямым зубом эвольвентного профиля. Окружные усилия, действующие на зубья, вызывают их изгиб и смятие рабочих поверхностей. При входе в зацепление и выходе из него зубья работают подобно подшипникам скольжения, что вызывает их нагрев и износ.

4.3.2. Конструкция редуктора

Конструктивно редуктор (рис. 52) объединяет шестерни с элементами их крепления и вал винта с деталями, монтируемыми на нем и внутри него.

Ведущая шестерня 11 (рис. 53) чашеобразной формы изготовлена из поковки высококачественной специальной стали. На наружной поверхности передней части шестерни расположен цилиндрический бурт жесткости, а на задней части — зубчатый венец с 146 азотированными зубьями, передающими вращение к приводу РПО. На наружной поверхности бурта нанесено девять рисок с цифрами от 1 до 9 для установки поршней соответствующих цилиндров в ВМТ в такте сжатия. Кроме того, на бурте с интервалом в 1° нанесены 40 меток шкалы с нулем на риске, соответствующей положению поршня цилиндра № 1 в ВМТ. По этим рискам устанавливается магнето и проверяется регулировка механизма газораспределения. Внутренний зубчатый венец с 66 азотированными зубьями входит в зацепление с зубьями сателлитов.

Задняя часть ведущей шестерни имеет удлиненную ступицу с точно обработанной и азотированной наружной поверхностью и 24 внутренними освинцованными против наклепа эвольвентными шлицами для установки на шлицевую часть носка коленчатого вала. Ступица служит опорой кулачковой шайбы механизма газораспределения. На внешней поверхности ступицы сделана лыска, соединенная радиальным отверстием со вторым от передней щеки коленчатого вала отверстием для прохода масла под давлением к втулке кулачковой шайбы. Для установки шестерни на носок вала в определенное положение (в угловом отношении), при котором совмещаются масляные отверстия, один из шлицев ступицы удален. В диске ведущей шестерни имеются три резьбовых отверстия для установки съемника.

Неподвижная шестерня редуктора 5 (рис. 53 и 54) изготовлена из поковки высококачественной стали, имеет наружный зубчатый венец с 30 азотированными зубьями, по которым обкатываются сателлиты редуктора, и фасонный фланец с 10 от-

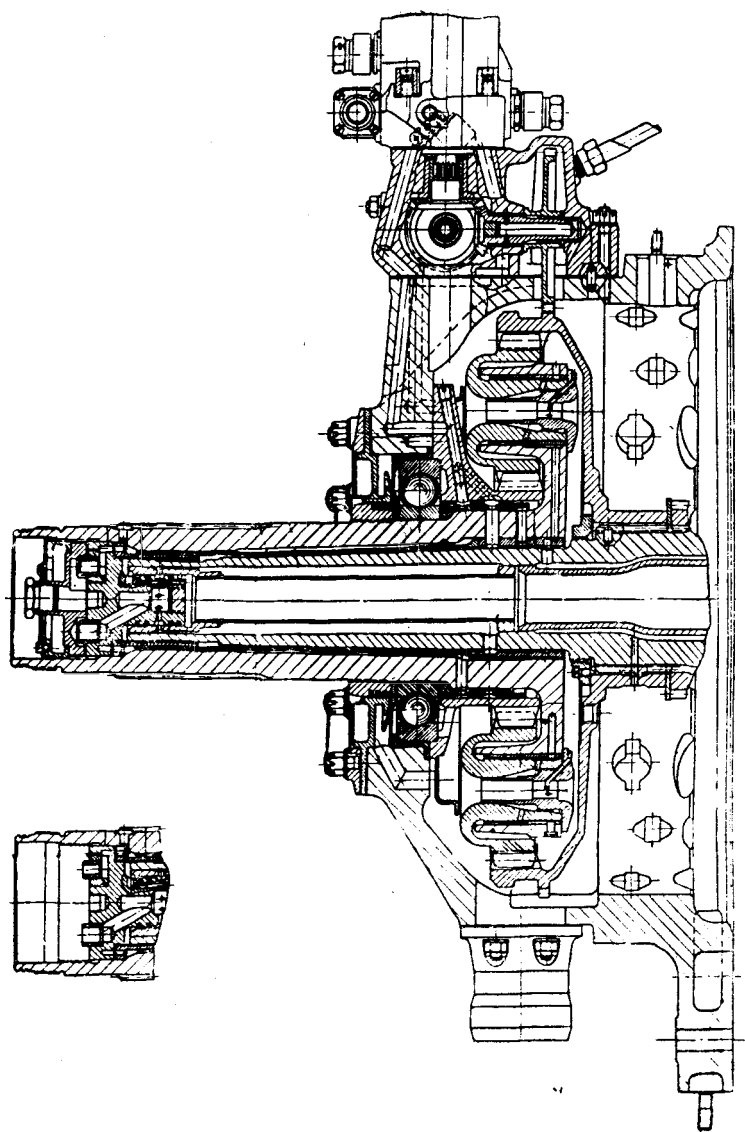


Рис. 52. Редуктор двигателя АШ-62 ИР

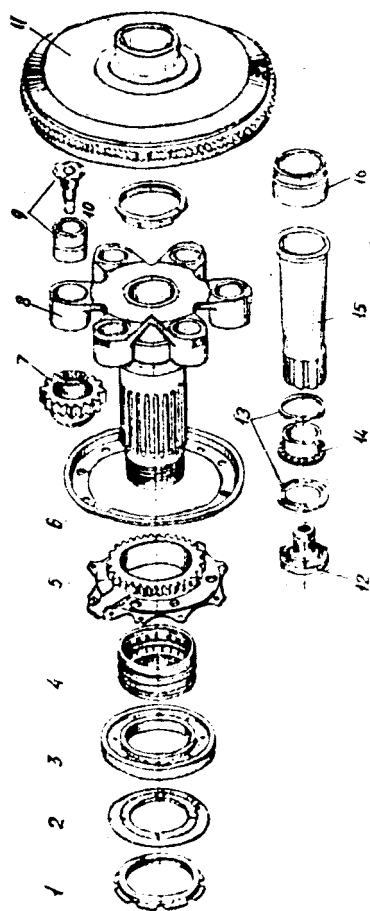


Рис. 53. Детали редуктора: 1 — гайка упорного подшипника вала винта; 2 — маслоотражатель; 3 — опорно-упорный подшипник; 4 — распорная втулка подшипника; 5 — подшипник шестерни; 6 — предохранительное кольцо сателлитов; 7 — сателлит; 8 — вал винта, 9 — втулка и гайка сателлитов; 10 — гайка крепления ведущей шестерни; 11 — ведущая шестерня; 12 — маслораспределительная втулка; 13 — прокладка; 14 — передняя втулка вала винта; 15 — гильза вала винта; 16 — задняя втулка вала винта

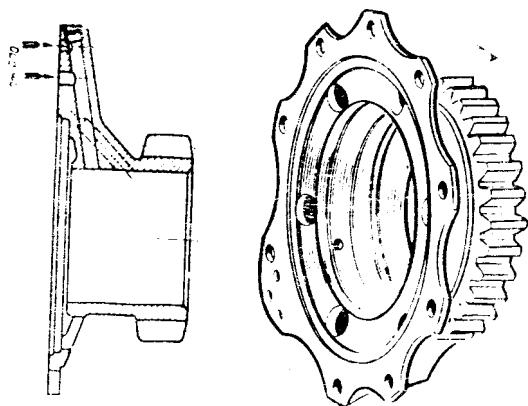


Рис. 54. Неподвижная шестерня редуктора

верстями для крепления к носку картера. Вместе с шестерней крепится фасонное стальное кольцо 6 (см. рис. 52), предохраняющее сателлиты от выпадания в случае самоотвинчивания гаек крепления. Для облегчения шестерни и суфлирования полости упорного подшипника с полостью среднего картера в диске неподвижной шестерни имеется шесть отверстий.

Шестерня имеет сквозную осевую азотированную расточку, на поверхность которой опираются маслуплотнительные кольца распорной втулки 4 опорно-упорного подшипника, установленного на валу винта 8. В теле неподвижной шестерни просверлено два канала для подвода масла от РПО в механизм винта.

Центровка неподвижной шестерни осуществляется при помощи выточки на торце фланца, в которую входит наружная обойма опорно-упорного подшипника.

Снаружи носка картера на выступающую часть болтов крепления шестерни устанавливается фланец носка картера и, в некоторых случаях, внутренний неподвижный диск жалюзи капота.

Сателлит редуктора (рис. 55) изготовлен из поковки высококачественной стали. Колоколообразная форма позволяет ему деформироваться относительно своей ступицы во время работы двигателя, что способствует равномерному распределению нагрузки между всеми сателлитами.

Сателлит имеет наружный зубчатый венец с 18 цементрованными зубьями и ступицу (ось), наружная часть которой является опорой на втулку лапы вала винта.

Два радиальных отверстия в ступице служат для подвода масла из лапы винта во внутреннюю полость ступицы и для

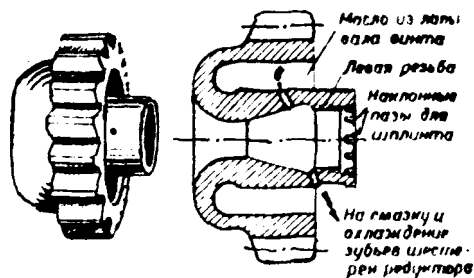


Рис. 55. Сателлит редуктора

отвода масла из внутренней полости к лыске на наружной опорной поверхности для ее смазки. Внутренняя поверхность ступицы имеет 12 шлицев под замок гайки и левую резьбу под гайку.

Гайка сателлита 9 с левой резьбой (см. рис. 53) выполнена из стали. Упорный фланец гайки имеет фосфатированную рабочую поверхность для улучшения антифрикционных свойств. Внутри хвостовика гайки выполнено отверстие в форме двойного шестигранника под замок.

Замок гайки состоит из стержня и пружины. Стержень имеет упорный фланец для пружины и паз на заднем торце для ввода в гайку.

Вал винта (рис. 53, 56 и 57) — пустотелый, изготовлен изковки высококачественной стали и состоит из носка, короткой ступицы и шести лап.

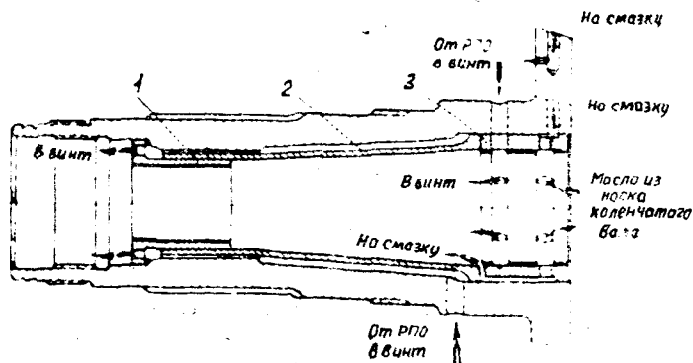


Рис. 56. Продольный разрез вала винта: 1—передняя втулка; 2—гильза; 3—втулка задняя

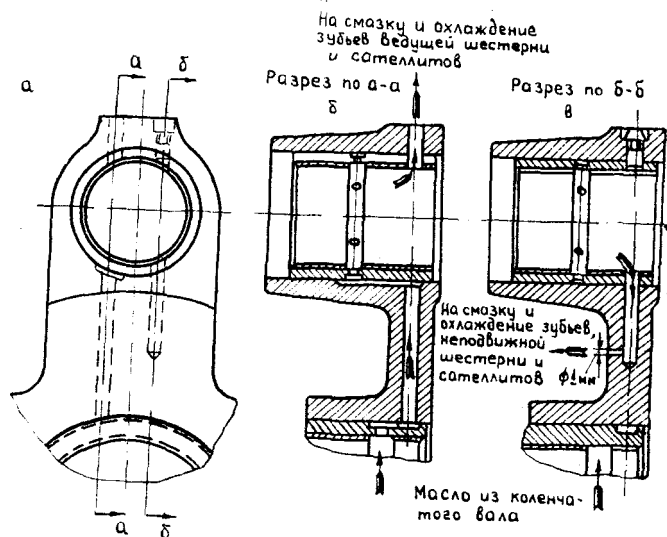


Рис. 57. Расположение масляных каналов в лапе вала винта

На задней части вала (рис. 53) устанавливается распорная втулка упорно-опорного подшипника 4, подшипник 3 и маслоотражатель 2. Детали крепятся гайкой упорно-опорного подшипника 1. На средней цилиндрической части вала устанавливается дистанционное кольцо заднего конуса винта и задний конус. Носок вала имеет шлицы для установки винта. Между двумя шлицами запрессован стальной штифт, обеспечивающий установку винта в определенном относительно вала положении. Перед шлицами устанавливается передний конус. Воздушный винт затягивается на конусах гайкой по резьбе носка.

Каждая лапа вала имеет расточку, в которую запрессована стальная втулка 9 (опора оси сателлита), залитая свинцовистой бронзой. На наружной и внутренней поверхностях втулки сделано по одной кольцевой канавке, соединенных радиальными отверстиями для прохода масла на смазку оси сателлита и зубьев шестерен. Для этой же цели в каждой лапе (рис. 57) имеются сквозной и глухой каналы. По первому масло из полости коленчатого вала проходит к опорам сателлитов и через лыску на ступице подходит к глухому каналу, который в середине лапы заканчивается осевым отверстием диаметром 1,0 мм. Через него масло струей подается на смазку зубьев шестерен.

Вал винта (рис. 56) опирается на шейки носка коленчатого

вала двумя стальными втулками 1 и 3, внутренняя поверхность которых залита свинцовистой бронзой. Между втулками запрессована стальная гильза 2, образующая с валом кольцевую полость для прохода масла от РПО в винт. Перед передней втулкой устанавливается и крепится гайкой маслораспределительная втулка, обеспечивающая раздельный подвод масла от РПО в полости малого и большого шага механизма винта.

Распорная втулка упорно-опорного подшипника (рис. 58) изготовлена из высококачественной стали и является задним упором внутренней обоймы упорно-опорного подшипника.

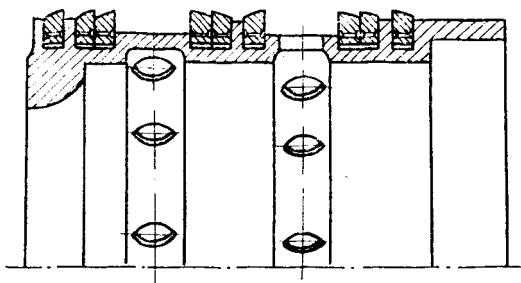


Рис. 58. Распорная втулка упорно-опорного подшипника вала винта

На наружной поверхности втулки имеются три широких и три узких канавки, в которые устанавливается соответственно по два и по одному бронзовому маслоуплотнительному кольцу, которые работают по внутренней поверхности ступицы неподвижной шестерни редуктора.

Втулка обеспечивает перепуск масла от РПО в винт из каналов неподвижной шестерни.

Упорно-опорный подшипник 3 (см. рис. 53) вала винта, воспринимающий осевые усилия воздушного винта и передающий их на носок картера, шариковый, разборный. Внутренняя обойма крепится на валу гайкой. Наружная обойма установлена в стальное гнездо носка картера и зажата между неподвижной шестерней редуктора и фланцем носка картера. Смазка и охлаждение осуществляется барботажным способом. Гайка подшипника имеет три кольцевые канавки под маслоуплотнительные кольца и вместе с маслоотражателем, установленным между гайкой и подшипником, уплотняют вал винта в носке картера.

Задняя втулка вала винта 3 (см. рис. 56) выполнена из стали и запрессована в вал винта. Передняя внутренняя канавка втулки радиальным отверстием сообщена с задним радиальным

отверстием вала винта и служит для перепуска масла от РПО в винт, в полость между носком коленчатого вала и запрессованной во внутреннюю полость стальной трубой.

Задняя внутренняя канавка втулки радиальными отверстиями сообщается с наружной кольцевой канавкой, продольной канавкой и пазом на переднем торце втулки. По ним масло поступает на смазку подшипников вала винта, осей сателлитов и зубьев шестерен редуктора.

Гильза вала винта 15 (см. рис. 53) выполнена из стали и запрессована в среднюю часть вала винта. Между гильзой и валом образована полость, в которую через переднее радиальное отверстие вала винта поступает масло от РПО.

Передняя втулка вала винта 14 (см. рис. 53) выполнена из стали и запрессована в переднюю часть вала. На упорном фланце втулки имеются продольные отверстия для прохода масла в винт из полости между гильзой и валом винта.

Маслораспределительная втулка (рис. 59) предназначена для подвода масла от РПО в полости большого или малого шага воздушного винта и слива его в картер.

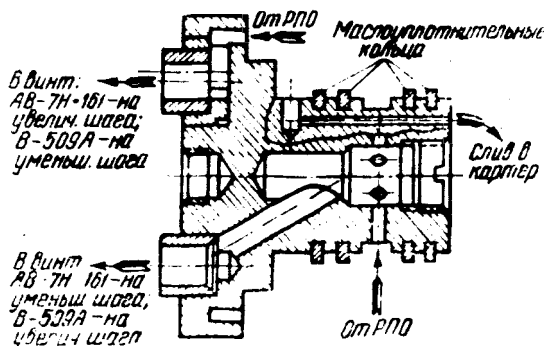


Рис. 59. Маслораспределительная втулка

Втулка стальная, трехступенчатая. Меньшим диаметром она входит в переднюю опору трубки носка коленчатого вала, средним — в переднюю втулку вала винта и большим опирается на фланец этой втулки. Через наклонный канал и короткую запрессованную трубку масло поступает в полость большого шага механизма винта АВ-2. Через короткую трубку и кольцевую проточку на заднем опорном фланце втулки масло поступает в полость малого шага винта.

4.4. МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

4.4.1. Схема работы механизма газораспределения и условия работы его узлов

Механизм газораспределения автоматически обеспечивает своевременное открытие и закрытие клапанов впуска и выпуска для обеспечения четкого протекания процессов, составляющих цикл поршневого четырехтактного двигателя.

На двигателе АШ-62ИР механизм газораспределения расположен с передней стороны среднего картера и состоит из привода механизма, кулачковой шайбы, узлов толкателей, тяг с кожухами, рычагов клапанов, клапанов с тарелками, пружинами, направляющими и седлами.

Открытие и закрытие клапанов (рис. 60) осуществляется следующим образом. От коленчатого вала через две шестерни приводится во вращение кулачковая шайба с радиально расположенными на ее внешней поверхности кулачками. Набегая на ролики толкателей, кулачки перемещают их в направлении от оси двигателя. Это движение передается тягами на передние плечи рычагов клапанов и через задние плечи на клапаны. Возвращение клапанов в исходное положение производится пружинами.

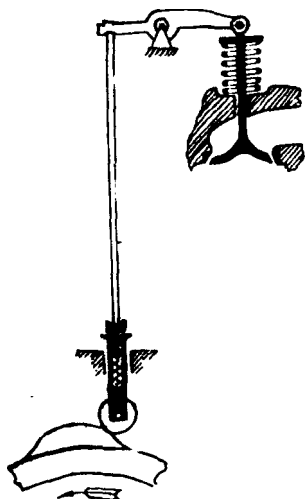


Рис. 60. Принципиальная схема механизма газораспределения

Для полной гарантированной посадки клапана на седло (даже при условии вытяжки его штока, износа седла или при низкой температуре деталей) между роликом рычага клапана и торцом штока клапана устанавливается зазор, равный 0,5 мм на холодном двигателе. При нагреве деталей двигателя в процессе его работы происходит удлинение цилиндра на 2,4 мм (при 145°С) и удлинение штока клапана на 1,0 мм. Первый—увеличивает зазор, второй—уменьшает. В итоге зазор увеличивается на 1,4 мм и на работающем двигателе равен 1,9 мм. При таком зазоре установлены фазы газораспределения.

Привод кулачковой шайбы (рис. 61) состоит из ведущей шестерни механизма газораспределения ($Z_1 = 39$), установленной на шлицы носка коленчатого вала, и двойной эластичной

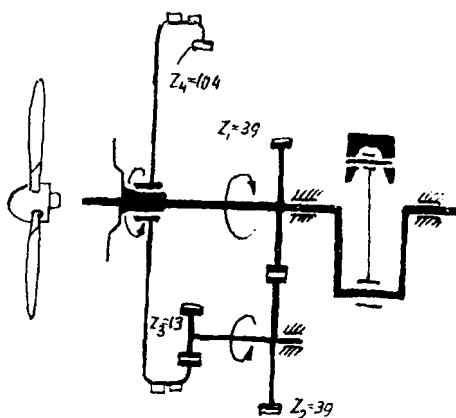


Рис. 61. Схема привода механизма газораспределения

шестерни ($Z_2=39$ и $Z_3=13$), смонтированной на специальной оси, закрепленной на передней части среднего картера. В результате передаточное отношение от коленчатого вала и кулачковой шайбы

$$i_{кш} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{39}{39} \cdot \frac{13}{109} = \frac{1}{8} = \frac{1}{i-1}, \quad (22)$$

где i — число цилиндров, т. е. кулачковая шайба вращается с частотой в восемь раз меньшей, чем коленчатый вал, и в направлении, обратном направлению его вращения. Последнее отношение (22) справедливо для звездообразных двигателей с противоположным направлением вращения шайбы и коленчатого вала.

Кулачковая шайба (рис. 62) имеет два ряда кулачков, по четыре кулачка в каждом, расположенных под 90° друг к другу (число кулачков в каждом ряду для звездообразного двигателя при противоположном вращении шайбы и коленчатого вала равно $(i-1)/2$, где i — число цилиндров). При таком числе, расположении в ряду и направлении вращения кулачков обеспечивается следующая очередность работы цилиндров: 1-3-5-7-9-2-4-6-8.

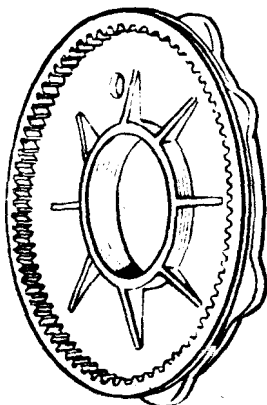


Рис. 62. Кулачковая шайба

Угол развала между осями цилиндров и, следовательно, между осями одноименных толкателей равен $360/9=40^\circ$, т. е. угол между осями одноименных толкателей с учетом порядка работы цилиндров равен 80° . Это значит, что при открытии клапана в цилиндре № 1 кулачком № 1, кулачок № 2 не дошел до толкателя цилиндра № 3 на 10° , кулачок № 3 — до толкателя цилиндра № 5 на 20° и т. д., через 80° поворота коленчатого вала шайба повернется в противоположную сторону на $80/8=10^\circ$ и откроет клапан в цилиндре № 3 и т. д. Таким образом, при повороте за цикл на $720/8=90^\circ$ кулачковая шайба последовательно через каждые 80° (80, 160, 240, 320, 400, 480, 560, 640, 720) угла поворота коленчатого вала обслужит одноименные клапаны всех цилиндров.

Вершины кулачков выпуска (передняя дорожка) и впуска (задняя дорожка) смещены относительно друг друга на $39^\circ 28'$; что обусловлено величинами фаз впуска и выпуска при зазоре 1,9 мм, взаимным расположением толкателей клапанов впуска и выпуска и углом развала между ними.

Кинематика движения клапанов и всего механизма определяет скорости, ускорения, т. е. силы инерции и механические нагрузки. Для того, чтобы они были наименьшими, вершины кулачков сделаны пологими, а профиль их корригирован (рис. 63). Корригирование (исправление) кулачков значительно уменьшает скорость движения клапана в момент открытия и

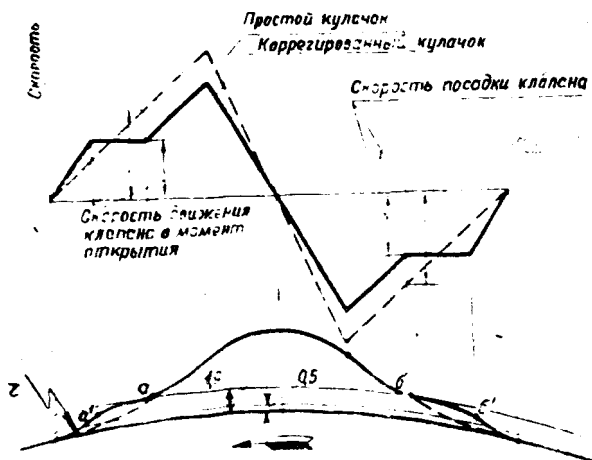


Рис. 63. Схема корригирования кулачка и характер изменения скорости звеньев механизма газораспределения при простом и корригированном кулачке

посадки на седло. Участки $a'-a$ и $b'-b$ выполнены по спирали Архимеда, при движении по которой скорость толкателя постоянна, а ускорения и силы инерции равны нулю. Соединение с дорожкой осуществляется по большому радиусу r . Эти участки работают на запуске холодного двигателя (зазор 0,5 мм). При этом фаза выпуска равна 356° , фаза впуска 312° и угол перекрытия клапанов $92^\circ 30'$, что способствует возможности обратных вспых в карбюратор на бедных смесях.

Рычаги клапанов (рис. 64) в моменты открытия клапанов

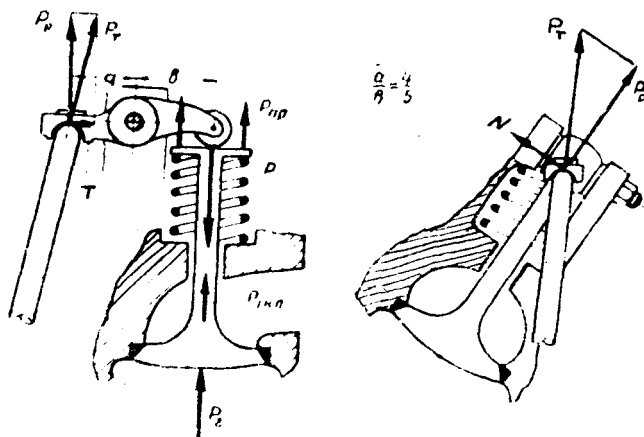


Рис. 64. Силы, действующие на клапанный механизм

испытывают большие нагрузки, преодолевая силу упругости комплекта пружин (45—55 кг), сил инерции (65 и 45 кг для клапанов выпуска и впуска соответственно при ускорении 1000 м/с^2) и сил давления газов (400 кг на клапан выпуска на взлетном режиме и 25 кг на клапан впуска). Для получения таких сил (суммарная на клапан выпуска примерно 555 кг и 135 кг на клапан впуска), сила P_r , действующая перпендикулярно оси переднего плеча в плоскости качания рычага, соответственно должна быть примерно равна 700 и 140 кг.

Клапаны (рис. 65 и 66) работают в очень тяжелых условиях, что обусловлено высокими температурами в процессе горения (до $2000\text{—}2500^\circ\text{C}$), значительными ударными нагрузками и химическим действием струи выхлопных газов. Температура головок клапанов выпуска и впуска соответственно равна $750\text{—}850^\circ\text{C}$ и $350\text{—}450^\circ\text{C}$.

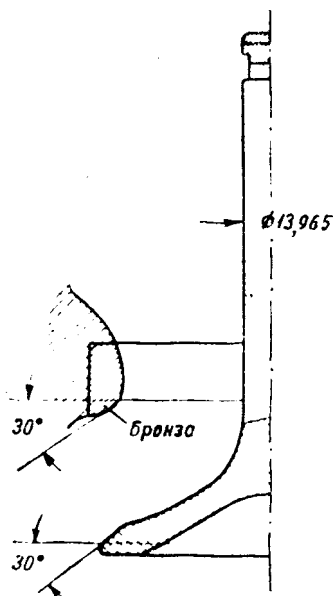


Рис. 65. Клапан впуска

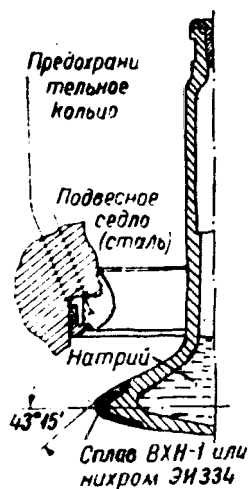


Рис. 66. Клапан выпуска

4.4.2. Конструкция привода механизма газораспределения

В конструкцию привода входят: ведущая шестерня, установленная на шлицы носка коленчатого вала, фланец подачи масла и двойная шестерня с осью.

Ведущая шестерня (рис. 67) изготовлена из стали. Спереди имеет наружный зубчатый венец, внутренний шлицевой буртик

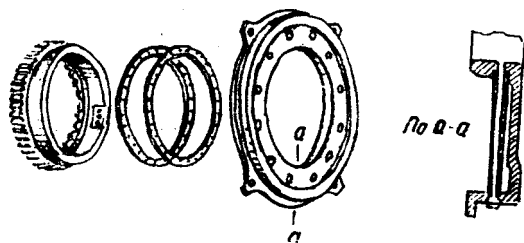


Рис. 67. Ведущая шестерня и фланец подачи масла

с одной срезанной шлицей и сзади цилиндрическую втулку с двумя кольцевыми канавками по наружной поверхности. Внутренними шлицами шестерня устанавливается в определенном положении относительно шлиц носка коленчатого вала. Наружный зубчатый венец сцеплен с большим венцом двойной шестерни газораспределения. В канавки устанавливаются чугунные маслоуплотнительные кольца.

На внутренней цилиндрической поверхности втулки сделана сегментная лыска с тремя радиальными отверстиями, входящими в полость, образуемую кольцами, для перепуска масла из полости между носком коленчатого вала и стаканом к оси двойной шестерни привода.

Фланец подачи масла (рис. 67) изготовлен из хромомолибденовой стали и имеет форму диска с четырьмя лапами для крепления в гнезде переднего подшипника коленчатого вала. Для уменьшения веса фланец имеет 12 отверстий. По внутренней азотированной поверхности фланца работают маслоуплотнительные кольца ведущей шестерни газораспределения.

Для подвода масла из полости между кольцами к наружной цилиндрической поверхности фланца последний имеет стальную трубку. Соосно с ней расположено отверстие в буртике гнезда подшипника, выступающем из стенки картера, через которое масло проходит в ось двойной шестерни.

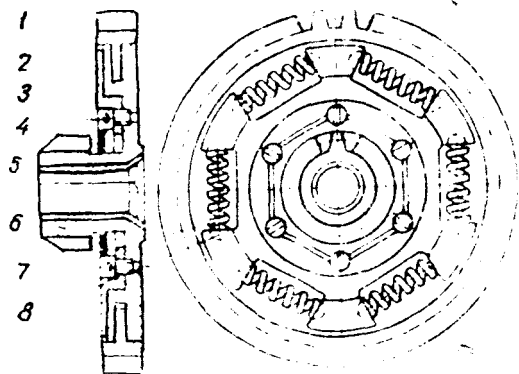


Рис. 68. Двойная шестерня привода механизма газораспределения: 1—Большой венец; 2—фланец; 3—крышка; 4—винт; 5—втулка; 6—малый венец; 7—пружина; 8—сухарик

Двойная шестерня (рис. 68 и 69) газораспределения состоит из двух зубчатых венцов наружного зацепления, большого 1 и малого 6, соединенных между собой при помощи сухариков 8

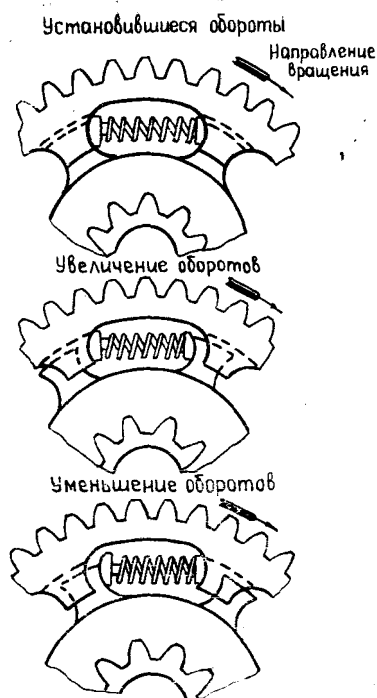


Рис. 69. Схема работы двойной эластичной шестерни привода механизма газораспределения

Большой зубчатый венец изготовлен из цементируемой стали, имеет 39 корригированных зубьев и шесть выступов, соответствующих выступам на диске малого венца. Большой венец своими выступами заходит в прорези выступов малого венца. В пазы между выступами монтируют шесть спиральных пружин с 12 стальными цементированными сухариками (по два на пружину). Двойная эластичная шестерня устанавливается на стальную ось, выполненную за одно целое с фасонным фланцем.

Ось двойной шестерни (рис. 70) стальная, пустотелая, тремя лапами фасонного фланца 4 крепится к стенке передней части среднего картера. С передней стороны ось имеет резьбу для вворачивания специальной пробки 2, которая своим фланцем ограничивает перемещение шестерни вперед, и шестигранник для замка 1 пробки.

Замок пробки имеет два шестигранника, один из которых заходит в шестигранное отверстие оси, а другой — в шестигранное от-

и пружин 7, воспринимающих ударные нагрузки на зубья шестерен, периодически возникающие при набегании кулачков кулачковой шайбы на ролики толкателей и в результате резкого изменения частоты вращения коленчатого вала, поскольку кулачковая шайба обладает значительной массой и инерционностью. От продольных перемещений и выпадения пружинные пакеты удерживаются выступами фланца большого венца и специальной крышкой, которая винтами закреплена на фланце малого венца с передней стороны. Малый зубчатый венец изготовлен из цементируемой стали за одно целое со ступицей и диском и имеет 13 корригированных зубьев. В отверстие ступицы запрессована бронзовая втулка. В плоскости диска имеется шесть пазов, шесть выступов с прорезями и шесть отверстий с резьбой.

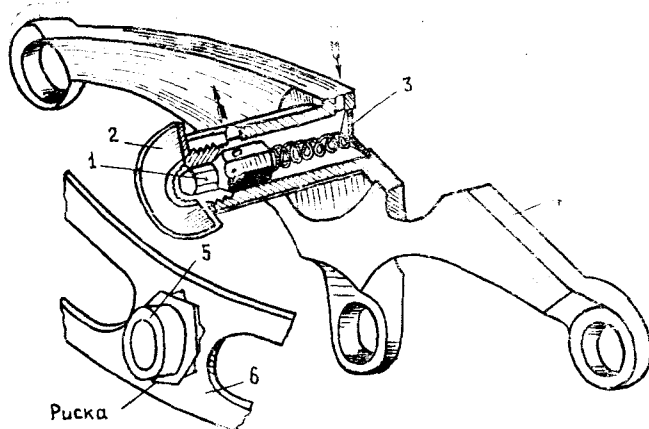


Рис. 70. Ось двойной шестерни: 1—замок; 2—пробка; 3—заглушка; 4—фланец; 5—эксцентриковая втулка; 6—стопорная планка

верстие пробки. Замок подпирается пружиной, опирающейся на завальцованную с задней стороны оси стальную заглушку 3.

На болты крепления оси, запрессованные в стенку передней части среднего картера, надеваются стальные омедненные эксцентриковые втулки 5, а ось монтируется на втулки с зазором в радиальном и осевом направлениях, что позволяет двойной шестерне самоустанавливаться относительно ведущей шестерни и кулачковой шайбы с регулировкой зазоров эксцентриковыми втулками. Втулки фиксируются стопорной планкой 6 с двенадцатигранными отверстиями, надеваемыми на шестигранники втулок. На одной из граней каждой втулки нанесено по одной риске, положение которых должно быть направлено в одну сторону.

Ось имеет два радиальных отверстия: одно для подвода масла внутрь нее, другое для выхода масла на наружную поверхность оси. В заднее отверстие вставлена трубка подвода масла к оси, которая своей верхней конусной частью входит в гнездо фланца обоймы передней части среднего картера. Трубка поддерживается пружиной, опирающейся на фланец оси двойной шестерни.

4.4.3. Кулачковая шайба

Кулачковая шайба (см. рис. 62) состоит из обода, изготовленного из стали 13Н5А и диска из сплава АК-6.

На наружной поверхности обода расположены цементированные кулачки. На внутренней поверхности обода расположен

зубчатый венец внутреннего зацепления, принимающий вращение от малого венца двойной шестерни газораспределения. Со стороны зубчатого венца обод имеет ребро жесткости.

Обод и диск имеют фланцы, скрепленные болтами. Ступица диска выполнена с ребрами жесткости. В отверстие ступицы запрессована стальная втулка, залитая свинцовистой бронзой. Между ступицей и фланцем диска имеется отверстие с риской для установки шайбы и шестерни при сборке в определенном положении по меткам на зубьях.

4.4.4. Узел толкателя

Узел толкателя (рис. 71) состоит из толкателя 1, предохранительного кольца (замка) 2, ролика 3, втулки 4, оси ролика 5, шарового гнезда 6, пружины 7 и направляющей толкателя 8.

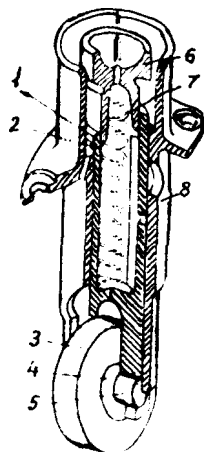


Рис. 71. Узел толкателя: 1—толкатель; 2—предохранительное кольцо; 3—ролик; 4—втулка ролика; 5—ось ролика; 6—шаровое гнездо; 7—пружина; 8—направляющая

Толкатель стальной, пустотелый. В нижней части имеет прорезь с отверстием для установки ролика с осью и плавающей втулкой. В средней части толкатель имеет два радиальных отверстия для подвода масла в его полость. В верхней части толкателя имеется полость, в которую устанавливается шаровое гнездо с пружиной. Наружная цилиндрическая поверхность толкателя для уменьшения износа отполирована и освинцована. В верхней ее части имеется кольцевая канавка для установки замка, удерживающего собранный узел от выпадания в картер при сборке двигателя. Все толкатели взаимозаменяемы.

Шаровое гнездо толкателя стальное, цементированное, цилиндрическое, двухступенчатое. Внутри установлена пружина, опирающаяся верхней частью на конусную расточку в нижней части шарового гнезда. Гнездо имеет осевое отверстие, через которое из толкателя в пустотелую тягу через ее шаровой наконечник проходит масло. Все шаровые гнезда взаимозаменяемы.

Ролик толкателя стальной. Образующая ролика имеет незначительную бочкообразность, устраняющую концентрацию нагрузки на краях ролика в случае его перекоса на беговой дорожке кулачковой шайбы.

В центральное отверстие ролика установлена свободно плавающая бронзовая втулка, через которую ролик опирается на

стальную закаленную и цементированную ось, торцы которой (для уменьшения износа стенок направляющих) выполнены сферическими. Все ролики, втулки и оси взаимозаменяемы.

Направляющая толкателя стальная, полая, с цементированной внутренней поверхностью, по которой движется толкатель.

В нижней части направляющая имеет прорезь под ролик; в верхней — фланец с двумя отверстиями под шпильки крепления направляющей к картеру и цилиндрический хвостовик с утолщением на конце для установки и фиксации дюритовой муфты, соединяющей направляющую с кожухом тяги.

На боковой поверхности нижней части направляющих нижних цилиндров №№ 4, 5, 6 и 7 сделано по две лыски и параллельные прорезы для обеспечения зазора между направляющей клапана впуска цилиндра № 5 и большим венцом двойной шестерни газораспределения.

Направляющие толкателей клапанов впуска и выпуска цилиндров №№ 1, 2, 3, 8 и 9 имеют в стенках цилиндрической части по два радиальных отверстия для подвода масла под давлением на смазку подшипников рычагов клапанов и два отверстия под углом к оси направляющей для слива масла из клапанных коробок цилиндров через кожухи тяг в картер. Направляющие клапанов выпуска цилиндра № 8 и впуска цилиндра № 3 расположены ниже оси двигателя и не нуждаются в подводе масла под давлением.

Направляющие толкателей остальных нижних клапанов не имеют отверстий для подвода масла, т. к. масло поступает в клапанные коробки самотеком.

Направляющие толкателей верхних и нижних цилиндров между собой невзаимозаменяемы. Чтобы избежать их перепутывания при сборке двигателя, расстояния между отверстиями на фланце крепления их к носку картера различно.

4.4.5. Тяги и кожухи тяг

Тяги (рис. 72) толкателей изготовлены из цельнотянутых стальных трубок. С обоих концов тяги запрессованы стальные закаленные цементированные шаровые наконечники. Оба наконечника имеют по одному осевому сквозному отверстию для прохода масла к подшипнику рычага клапана. На выходе из наконечника отверстия раззенкованы до диаметра 4,8 мм, что обеспечивает проход масла из шарового гнезда толкателей в тягу при всех ее положениях.

С целью обеспечения регулирования зазоров газораспределения, тяги толкателей рычагов клапанов выпуска на 1,5 мм длиннее тяг толкателей рычагов клапанов впуска. Первые имеют кислотное клеймо «2», второе — «1». Все тяги взаимозаменяемы.

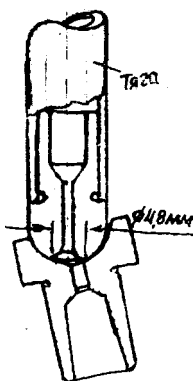


Рис. 72. Тяга толкателя

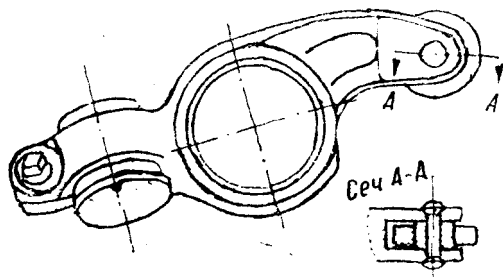


Рис. 73. Конструкция рычага клапана

Кожухи тяг изготовлены из цельнотянутых дюралюминиевых труб. Верхние концы их развальцованы под углом 60° . При помощи стальной накидной гайки верхний конец кожуха крепится к штуцеру, ввернутому в клапанную коробку цилиндра. Под гайку установлена стальная шайба, которая своей конической поверхностью прижимает верхнюю часть кожуха к концу штуцера. Нижняя цилиндрическая часть кожуха соединяется с направляющей толкателя с помощью дюритового шланга, имеющего внутри стальную распорную втулку, защищающую его от действия масла. Дюритовое соединение компенсирует линейное удлинение цилиндра при нагреве.

4.4.6. Рычаги клапанов

Рычаги (рис. 73, 74) изготовлены из высококачественной стали. Рычаг клапана выпуска, работающий в более тяжелых условиях, выполнен более массивным.

Рычаг двуплечий, в средней части имеет ступицу, в которую запрессована наружная обойма двухрядного игольчатого подшипника.

Наружная обойма имеет кольцевую канавку на наружной поверхности и радиальные отверстия для подвода масла к иглам (цилиндрическим роликам малого диаметра) подшипника. Внутренняя обойма выполнена в виде цилиндрической втулки с отверстием диаметром 13 мм под осевой болт рычага.

Между рядами игл свободно установлено стальное ограничительное кольцо. От выпадания иглы удерживаются двумя шайбами, установленными на осевой болт с каждой стороны

подшипника. Через шайбы на клапанные коробки передаются боковые усилия, действующие на рычаги.

Осевые болты стальные, закаленные токами высокой частоты. Для устранения течи масла по зазорам между болтами и стенками клапанных коробок последние с наружной стороны имеют расточки, в которые на осевых болтах устанавливаются маслоуплотнительные алюминиевые кольца. Под головку и шайбу болта устанавливаются стальные шайбы.

На вильчатом конце рычага, обращенного к клапану, установлен стальной закаленный ролик, вращающийся на стальной закаленной втулке, сидящей на стальной оси. На другом плече рычага установлен регулировочный винт с шаровым гнездом, в которое входит шаровой наконечник тяги. Винт контрится зажимным винтом, законтренным неразрезной пружинной шайбой. Регулировочный винт имеет глухое осевое отверстие, соединенное с тремя радиальными каналами для подвода масла из тяги к подшипнику рычага (рис. 75). Соответственно в плече рычага имеется сквозной канал, соединенный с подковообразным пазом на поверхности отверстия под регулировочный винт.

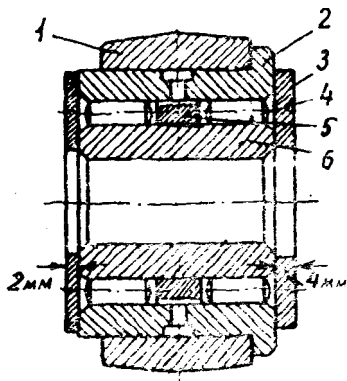


Рис. 74. Подшипник рычага клапана: 1—рычаг; 2—наружная обойма; 3—шайба; 4—шпиль; 5—ограничительное кольцо; 6—внутренняя обойма подшипника

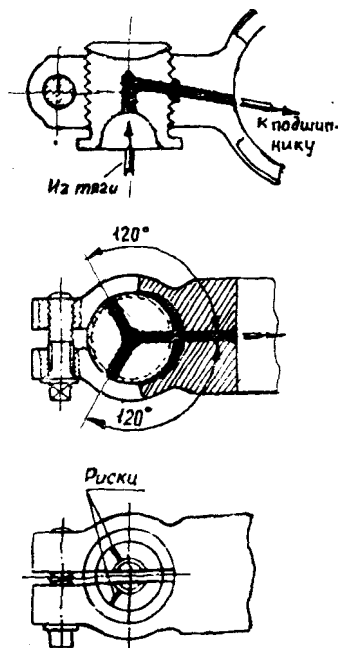


Рис. 75. Каналы для прохода масла в рычаге клапана и подведение регулировочного винта

Радиальные каналы расположены под углом 120° один к другому, и при любом положении винта один из них совпадает с пазом, обеспечивая пропуск масла к подшипнику.

На верхнем торце винта по направлению осей каналов нанесены две риски. Третья совпадает с пазом винта под отвертку. Все одноименные рычаги клапанов взаимозаменяемы.

4.4.7. Блок клапана

Блок состоит из клапана с седлом, направляющей, пружин, тарелки и замка.

Клапан впуска (см. рис. 65) изготовлен из поковки жароупорной стали ЭИ72 и состоит из головки, штока и шейки.

Головка имеет форму тюльпана для уменьшения гидравлического сопротивления поступающей топливоздушнoй смеси. Головка садится на бронзовое седло, запрессованное в горячую головку. Угол наклона фаски седла и клапана 30° .

Шток клапана цилиндрический. В верхней части имеет выточку под замок крепления тарелки клапанных пружин. На торец наваривается нихром или стеллит, обладающие высокой изнoсоустойчивостью.

Клапан выпуска (см. рис. 66) изготовлен из поковки жароупорной стали ЭИ69. Шток и выпуклая грибовидная головка клапана пустотелые. Полость на $2/3$ заполнена металлическим натрием и закрыта стальной пробкой. Над пробкой наваривается нихром или стеллит.

Температура плавления натрия $97,6^\circ\text{C}$, температура кипения 880°C . При нагреве клапана натрий плавится и частично испаряется, отбирая от головки значительное количество тепла. Взбалтываясь при работе клапана, расплавленный натрий омывает более холодные стенки штока и отдает им тепло, которое уходит через направляющую клапана в головку цилиндра и далее в охлаждающий воздух. Этот процесс снижает температуру головки клапана на $150\text{--}200^\circ$.

Опорная часть фаски головки выполнена с дифференциальным углом наклона: нижняя поверхность до 1,5 мм шириной имеет угол наклона 45° , соответствующий углу фаски седла, верхняя часть фаски имеет угол $43\text{--}43^\circ15'$. Это обеспечивает ускоренную приработку твердой поверхности фаски, наваренной сплавом ВХН-1 или нихромом ЭИ334. За счет износа седла и вытяжки штока клапан к исходу межремонтного срока прилегает к седлу всей поверхностью фаски.

Плавающее седло клапана выпуска закреплено в головке цилиндра кольцевым буртиком стального разрезного кольца, запрессованного в головку цилиндра. Его положение определяется головкой клапана, что обеспечивает соосность седла и кла-

пана и хорошую герметичность даже при их короблении.

Направляющие клапанов впуска изготовлены из оловянно-никелевой бронзы БрОСН, а клапанов выпуска — из более жаростойкой алюминиевой бронзы БрАЖМц. Обе направляющие запрессованы в бобышки головок цилиндров.

На наружной поверхности направляющих сделаны кольцевые канавки, в которые при запрессовке вдавливаются материалы бобышки, что улучшает связь направляющей с головкой. После запрессовки внутреннее отверстие направляющей разворачивается до зазоров между ним и штоком клапана 0,047—0,970 мм для клапанов впуска и 0,086—0,150 мм для клапанов выпуска.

Пружины клапанов (рис. 76) для обоих клапанов имеют одинаковые размеры и упругости (упругость пакета из трех пружин при закрытом клапане составляет 40—50 кг).

Верхними торцами пружины опираются на тарелку, закрепленную на штоке клапана с помощью замка. Нижние торцы наружной и средней пружин опираются на стальные шайбы, установленные в гнездах клапанных коробок; внутренняя — на буртик направляющей клапана.

Тарелки клапанов (рис. 76) стальные, имеют конусные в сечении отверстия для замков их крепления и по три кольцевые уступа для установки верхних торцов пружин. Все тарелки взаимозаменяемы.

Замки тарелок клапанов (сухарики) изготовлены из стали в виде половинок усеченного конуса с осевым цилиндрическим отверстием. Сухарики устанавливаются в выточку штока клапана. Сухарики клапанов впуска имеют меньший диаметр отверстия. Наружные размеры всех сухариков одинаковы.

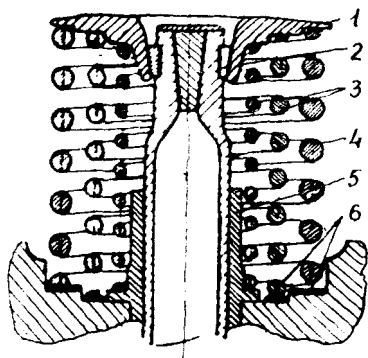


Рис. 76. Узел замка клапана:
1—тарелка; 2—замок; 3—пружи-
ны; 4—клапан; 5—направляющая,
6—шайба

4.5. НАГНЕТАТЕЛЬ

4.5.1. Назначение и условия работы нагнетателя

Двигатель АШ-62ИР имеет невыключающийся приводной односкоростной центробежный нагнетатель, расположенный между карбюратором и цилиндрами (рис. 77).

Из рис. 78, где показано изменение давления в воздушном тракте двигателя, работающего на взлетном ($P_K = 1050$ мм рт.ст.) и крейсерском ($P_K = 600$ мм рт.ст.) режимах, видно, что на первом режиме нагнетатель обеспечивает получение большой

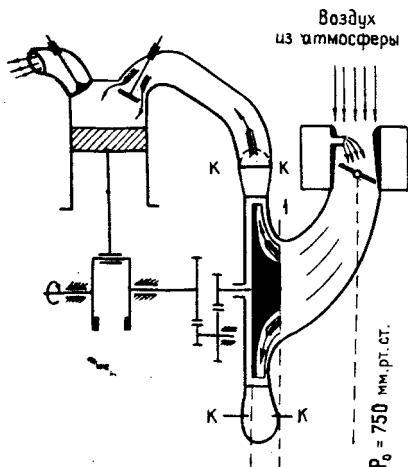


Рис. 77. Схема работы двигателя с нагнетателем

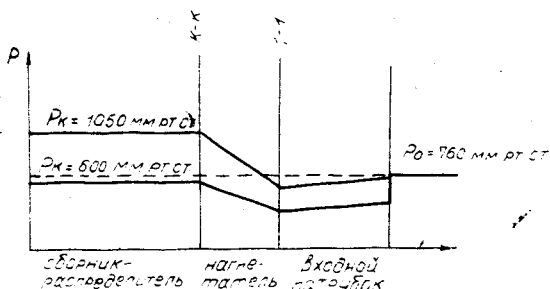


Рис. 78. Изменение давления во всасывающем тракте двигателя

взлетной мощности (мощность или тяга двигателя, использующего в качестве окислителя воздух, прямо пропорциональна массовому секунднему расходу воздуха через него) и, соответственно, запас ее для получения требуемых крейсерских мощностей на больших высотах полета, и частично компенсирует гидравлические потери на входе в двигатель на втором режиме. Расположение нагнетателя после карбюратора значительно

улучшает процесс смесеобразования топливовоздушной смеси перед входом в цилиндры двигателя.

При вращении крыльчатки нагнетателя топливовоздушная смесь, находящаяся между лопатками, под действием центробежных сил перемещается к периферии рабочего колеса (рис. 78 и 79). Скорость, давление и температура смеси (рис. 80)

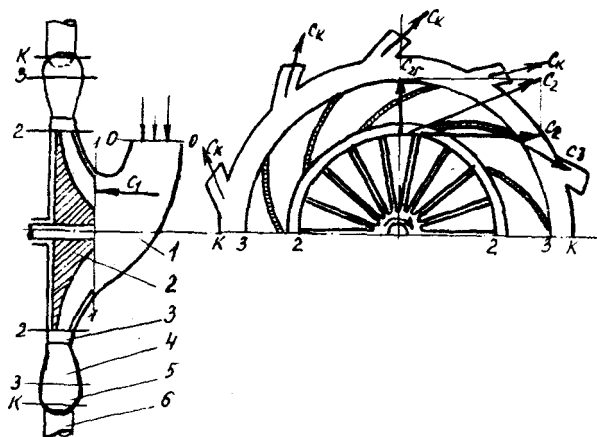


Рис. 79. Принципиальная схема устройства центробежного нагнетателя: 1—входной патрубок; 2—крыльчатка; 3—безлопаточный диффузор; 4—лопаточный диффузор; 5—сборник-распределитель смеси; 6—выходной патрубок

при этом увеличиваются благодаря передачи ей части механической энергии от коленчатого вала двигателя.

Величина осевой скорости C_1 на входе в крыльчатку составляет 80—90 м/с. Такое же значение имеет радиальная скорость C_2 на выходе из крыльчатки, а окружная (переносная) ско-

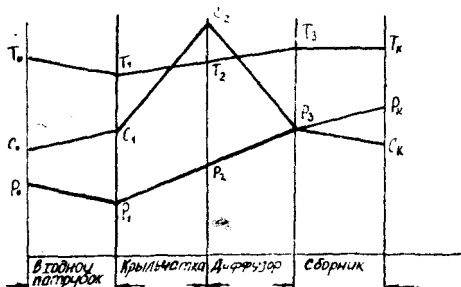


Рис. 80. Изменение скорости C , давления P и температуры T при движении смеси в нагнетателе

рость U_2 равна 225 м/с. В диффузор смесь входит с результирующей скоростью C_2 , равной 230—240 м/с и имеет большой запас кинетической энергии C_2/g .

Скорость смеси на выходе из каналов диффузора C_3 на взлетном режиме около 120 м/с.

В сборнике-распределителе, образованном полостью корпуса нагнетателя вокруг лопаточного диффузора, происходит дальнейшее уменьшение скорости смеси и увеличение ее давления до значения P_K , которое и называется давлением наддува.

Таким образом, топливоздушная смесь со скоростью 80—90 м/с, давлением P_K и температурой, большей начальной на 50—55° (на взлетном режиме), поступает в цилиндры двигателя.

Повышение температуры смеси определяется по формуле

$$\Delta T_H = T_K - T_1 = T_1 (\pi^{0,286} - 1) \nu \eta_{ад}, \quad (23)$$

где T_K — температура смеси на входе в цилиндр, К; T_1 — температура смеси на входе в нагнетатель, К; $\nu = 1,04—1,10$ — величина, характеризующая степень охлаждения воздуха в результате теплоотдачи в стенки; $\eta_{ад} = 0,55—0,65$ — адиабатический КПД нагнетателя, характеризующий степень нагрева смеси в результате трения.

Мощность, потребляемая нагнетателем на взлетном режиме, равна 80 л. с. и определяется из выражения

$$N_H = 102,5 \frac{T_1}{\eta_H} (\pi^{0,286} - 1) \frac{G_{сек}}{75}, \quad (24)$$

где η_H — эффективный КПД нагнетателя, равный 0,57; $\pi = P_K/P_1$ — степень повышения давления (на взлетном режиме $\pi \approx 1,50$); на режиме малого газа $\pi \approx 1,05$); $G_{сек}$ — секундный расход смеси, кг/с, примерно равный 1 кг/с на каждые 1000 л. с. мощности двигателя.

Зависимость мощности, потребляемой нагнетателем, от частоты вращения описывается выражением

$$N_{H1}/N_{H2} = (n_1/n_2)^3. \quad (25)$$

На крыльчатку нагнетателя действует осевая сила величиной до 130—150 кг, направленная к задней крышке картера. Сила обусловлена давлением P_2 (давление смеси на выходе из крыльчатки), действующим на заднюю поверхность рабочего колеса.

Вращение крыльчатки осуществляется через систему шестерен: ведущую шестерню вала привода агрегатов, двойную шестерню привода и шестерню валика крыльчатки, у которой

$$i_{кр} = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{63}{18} \frac{54}{27} = 7,$$

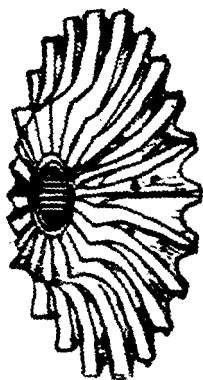
т. е. крыльчатка вращается в 7 раз быстрее коленчатого вала в направлении его вращения (на взлетном режиме частота вращения рабочего колеса нагнетателя равна 15400 об/мин).

4.5.2. Конструкция нагнетателя

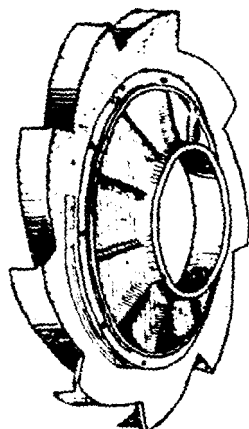
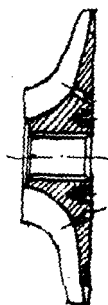
Крыльчатка нагнетателя (рис. 81) изготовлена штамповкой из алюминиевого сплава и состоит из ступицы и диска, на котором расположены 22 радиальные лопасти. Для обеспечения безударного входа смеси в каналы рабочего колеса лопасти со стороны входа имеют входной направляющий аппарат, образованный отгибом торцев входной части лопаток в соответствии с соотношением осевой и окружной скоростей на конкретном радиусе лопатки.

В диске рабочего колеса сделано 11 наклонных сквозных отверстий, предназначенных для выравнивания давления с обеих сторон крыльчатки и уменьшения осевой силы. Для уменьшения веса крыльчатки по ее периферии между лопатками сделано 22 выреза. В этих местах снимается материал при балансировке крыльчатки. Внутри ступицы имеются 20 прямоугольных шлиц для установки крыльчатки на валик нагнетателя.

Диффузор нагнетателя (рис. 82) отлит из алюминиевого сплава и имеет форму фигурного диска с девятью спиральными лопатками, образующими расширяющиеся каналы в направлении к периферии для прохода смеси.



Р и с. 81. Крыльчатка нагнетателя



Р и с. 82. Диффузор нагнетателя

Диффузор имеет фланец с 10 отверстиями под винты крепления его к внутреннему фланцу заднего корпуса нагнетателя

и цилиндрический буртик для центрирования его относительно заднего корпуса нагнетателя. В определенном положении диффузор фиксируется с помощью установочного штифта.

Впускные трубы (рис. 83) являются конструктивным продолжением сборника-распределителя с функциями диффузора и служат для подвода смеси к цилиндрам двигателя. Трубы

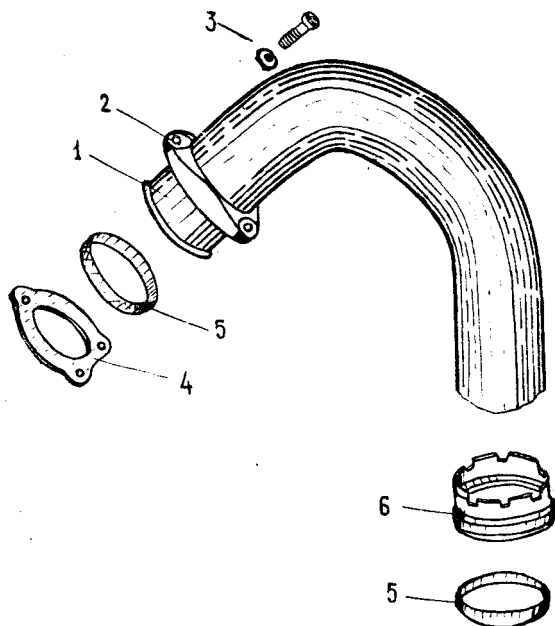


Рис. 83. Впускная труба: 1—впускная труба; 2—фланец; 3—винт крепления фланца; 4—паронитовая прокладка; 5—резиновое уплотнительное кольцо; 6—гайка

изготовлены из цельнотянутого авиала (алюминиевого сплава). Верхняя и нижняя части труб центрируются в выточках фланца головки и переднего корпуса нагнетателя и уплотняются резиновыми кольцами. Все трубы взаимозаменяемы, за исключением труб цилиндров №№ 3, 4 и 5, имеющих по одному отверстию с резьбой, заглушенному пробкой. Через эти отверстия перед запуском двигателя сливаются скапливающиеся в трубах бензин и масло. Пробка снабжена специальным ножом, разрушающим при ее выворачивании образующуюся в процессе эксплуатации смолистую пленку.

4.5.3. Привод крыльчатки нагнетателя

В конструкцию привода (рис. 84) входят: двойная шестерня, получающая вращение от вала привода агрегатов; ось двойной шестерни и валик крыльчатки нагнетателя.

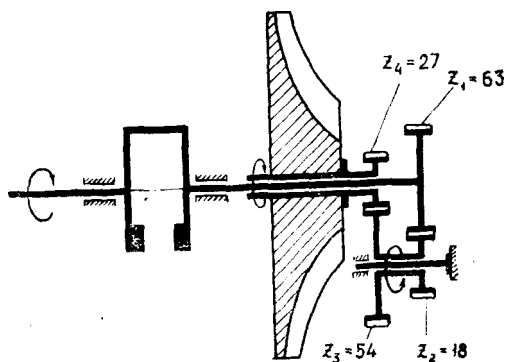


Рис. 84. Схема привода крыльчатки нагнетателя

Двойная шестерня привода нагнетателя (рис. 85) изготовлена из стальной поковки и имеет два зубчатых венца. Малый венец находится в зацеплении с эластичной шестерней вала привода агрегатов; большой — с валиком нагнетателя.

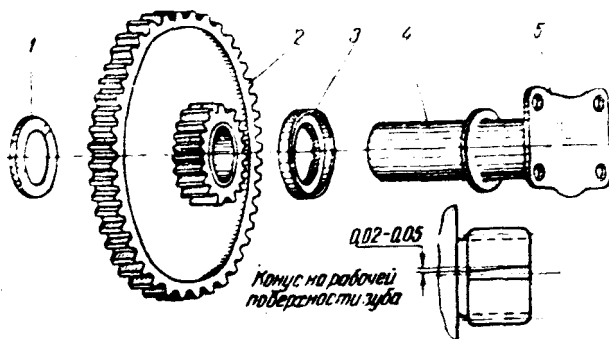


Рис. 85. Двойная шестерня привода крыльчатки нагнетателя с осью: 1—шайба передняя; 2—двойная шестерня; 3—шайба задняя; 4—ось шестерни; 5—фланец оси

В ступицу двойной шестерни запрессована стальная втулка, залитая свинцовистой бронзой, зафиксированная стопором. Шестерня вращается на пустотелой оси.

Ось двойной шестерни (рис. 85) пустотелая, стальная. Передний омедненный хвостовик оси центрируется в стальном стакане, запрессованном в задний корпус нагнетателя. На задней части оси выполнены цилиндрический буртик, которым ось упирается в заднюю крышку, и фланец крепления оси к задней крышке картера на четырех шпильках через паронитовую прокладку. Стакан закрывает полость внутри оси, в которую через радиальное отверстие в заднем буртике под давлением из каналов задней крышки картера подводится масло.

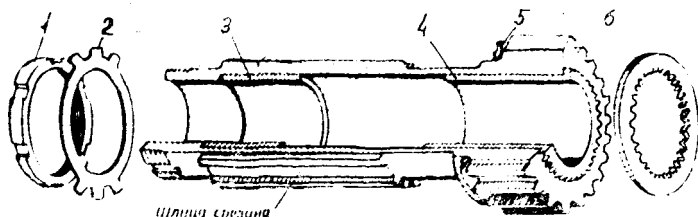


Рис. 86. Валик крыльчатки нагнетателя: 1—гайка; 2—замок гайки; 3—передняя втулка; 4—задняя втулка; 5—бронзовая шайба; 6—шлицевая шайба

На наружной поверхности оси, в месте посадки двойной шестерни сделана лыска, соединенная радиальным отверстием, через которое поступает масло на смазку шестерни, с внутренней полостью.

С обоих торцев шестерни на ось для уменьшения торцевого трения устанавливается по одной упорной бронзовой шайбе чашеобразной формы.

Валик крыльчатки нагнетателя (рис. 86) пустотелый, изготовлен заодно с шестерней из стальной поковки. В средней части валика имеются шлицы для установки крыльчатки, по обе стороны которых расположены гладкие шейки для установки маслоуплотнительных втулок. Для прохода воздуха системы уплотнения от задней втулки к передней два диаметрально противоположных шлица (из условий балансировки) удалены по всей длине.

Внутри валика, в переднюю и заднюю его части, запрессованы стальные втулки, залитые свинцовистой бронзой, которыми валик опирается на вал привода агрегатов. Задняя стальная втулка 4 имеет наружный буртик с нарезанными по окружности шлицами для установки стальной шлицевой шайбы 6 валика.

На валике смонтированы бронзовая калиброванная по толщине шайба 5, прилегающая к переднему торцу шестерни, задняя и передняя маслоуплотнительные втулки с кольцами и

крыльчатка. Весь пакет закрепляется гайкой 1, накрученной на резьбу переднего хвостовика валика и закрученной пластинчатым замком. Подбором толщины калиброванной шайбы устанавливается зазор между стенкой диффузора и рабочим колесом нагнетателя.

Уплотнение валика крыльчатки нагнетателя предотвращает попадание масла из среднего картера и задней половины корпуса нагнетателя в полость нагнетателя.

На валике крыльчатки, в местах его прохода через стенки корпуса нагнетателя, спереди и сзади крыльчатки установлены две стальные маслоуплотнительные втулки 1 и 2 (рис. 87). Каждая втулка имеет по четыре канавки для установки чугунных маслоуплотнительных колец, преграждающих путь маслу из картера в нагнетатель. Одновременно втулки служат распорными муфтами крыльчатки.

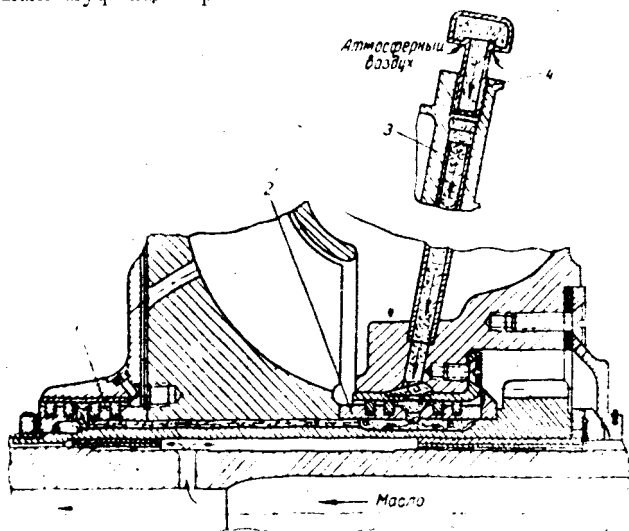


Рис. 87. Уплотнение валика крыльчатки нагнетателя: 1—передняя маслоуплотнительная втулка; 2—задняя маслоуплотнительная втулка; 3—трубка; 4—грибок

Маслоуплотнительные кольца передней втулки прилегают к внутренней поверхности стальной втулки, запрессованной в маслоуплотнительный диск, прикрепленный винтами через паронитовую прокладку в стенке передней половины корпуса нагнетателя. Кольца задней втулки прилегают к внутренней поверхности стальной втулки, запрессованной и закрепленной винтами в стенке задней половины корпуса нагнетателя.

Задняя втулка на наружной поверхности между канавками для маслоуплотнительных колец имеет широкую кольцевую проточку с восемью радиальными отверстиями. Такие же отверстия имеются на передней втулке.

Проточка задней втулки соединена с атмосферой через стальную трубку 3, запрессованную в задний корпус нагнетателя, и суфлер грибовидной формы 4, ввернутый в задний корпус нагнетателя. В корпус суфлера завальцована сетка для фильтрации воздуха.

Атмосферный воздух подводится в полость между кольцами задней втулки по радиальным отверстиям, двум каналам, образованным удаленными шлицами на валике крыльчатки, и через радиальные отверстия передней втулки в полость между ее средними кольцами. Благодаря этому между маслоуплотнительными кольцами втулок уменьшается разрежение, обусловленное работой нагнетателя, и вероятность подсоса масла на вход в нагнетатель.

Передняя втулка имеет внутреннюю кольцевую расточку. Ее передний меньший диаметр является посадочным на цилиндрическую часть валика крыльчатки перед шлицами.

Подпятник нагнетателя (рис. 88), состоящий из стальной пяты и шарового кольца, воспринимает осевые усилия, действующие на валик от рабочего колеса нагнетателя.

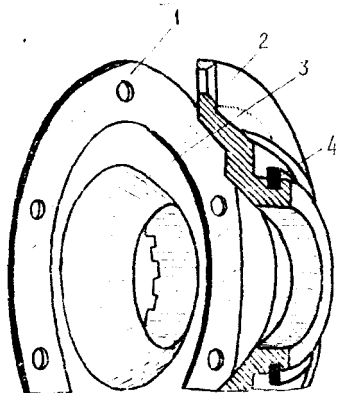


Рис. 88. Подпятник нагнетателя: 1—установочная прокладка; 2—стальная пята; 3—шаровое бронзовое кольцо; 4—маслоуплотнительное кольцо

Пята крепится к заднему корпусу нагнетателя винтами. Спереди она имеет сферическое гнездо, на которое опирается шаровое бронзовое кольцо 3. Передняя поверхность кольца плоская, с лунками для захода масла. Благодаря такой конструкции валик крыльчатки является самоустанавливающимся, что исключает влияние перекосов, возникающих при температурных деформациях корпуса нагнетателя.

Задняя цилиндрическая шейка пяты имеет кольцевую канавку с чугунным маслоуплотнительным кольцом 4, опирающимся на поверхность стальной втулки, прикрепленной к фланцу вала привода агрегатов. Под фланец пяты устанавливается многослойная прокладка, регулирующая величину продольных перемещений валика крыльчатки нагнетателя.

4.5.4. Комбинированный клапан нагнетателя

Комбинированный клапан (рис. 89) предназначен для слива топлива, попадающего из карбюратора в полость нагнетателя в случае срабатывания ускорительной системы карбюратора во

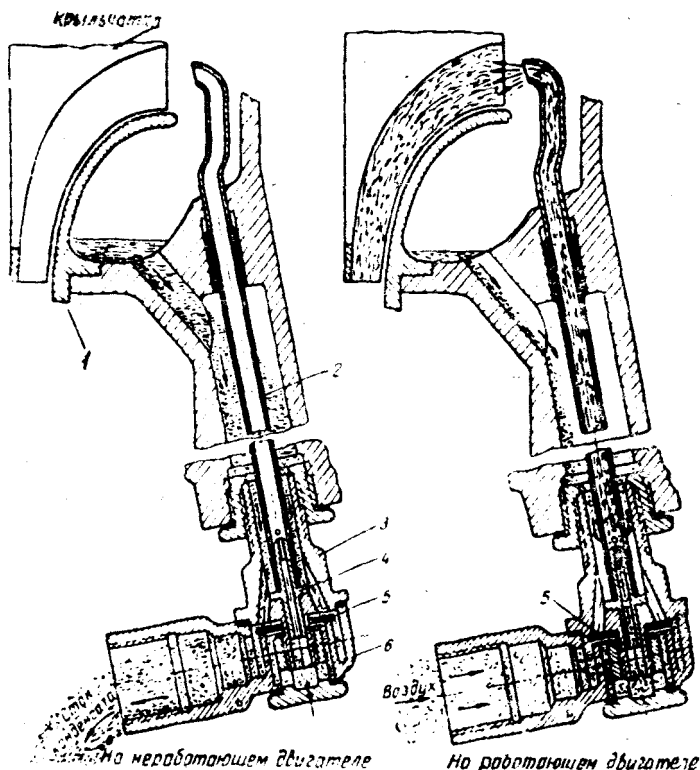


Рис. 89. Схема устройства и работы комбинированного клапана нагнетателя: 1—диффузор; 2—трубка клапана; 3—корпус; 4—распылитель; 5—подвижная шайба; 6—ниппель

время запуска двигателя, и для образования и подачи на вход нагнетателя топливозвоздушной эмульсии в процессе работы двигателя из топлива, собирающегося в полости нагнетателя из-за плохого смесеобразования в карбюраторе.

Клапан состоит из корпуса 3, распылителя 4, трубки 2, подвижной шайбы 5 и ниппеля 6.

Корпус клапана резьбовой частью ввертывается в бронзовую переходную втулку заднего корпуса нагнетателя. В ниж-

нюю часть корпуса ввертывается пробка ниппеля дренажной трубки.

Корпус имеет десять расположенных по окружности наклонных каналов, соединяющих внутреннюю полость распылителя с ниппелем. Внутри корпуса установлен распылитель со сквозным отверстием. К распылителю припаяна латунная трубка, которая верхней частью входит в отверстие заднего корпуса нагнетателя, соединяя канал распылителя с полостью на входе в крыльчатку. В нижней части трубки имеются четыре радиальных отверстия для подсоса воздуха к входной части крыльчатки.

На буртике ниппеля дренажной трубки центрируется подвижная шайба, притертая к седлу корпуса. При останове двигателя шайба под действием собственного веса занимает нижнее положение. В этом случае внутренняя полость нагнетателя сообщается с атмосферой, и бензин, скопившийся в полости нагнетателя, свободно проходит через канал в заднем корпусе нагнетателя в полость комбинированного клапана, откуда через наклонные отверстия, ниппель и дренажную трубку сливается.

Во время работы двигателя благодаря разрежению, создающемуся на входе в крыльчатку, подвижная шайба поднимается к седлу корпуса клапана. Конденсат топлива через радиальные отверстия в трубке поступает к распылителю, в который из дренажной трубки проходит атмосферный воздух. Воздух захватывает бензин и в виде эмульсии по трубке направляется к входной части крыльчатки с последующим использованием для сгорания в цилиндрах двигателя.

4.6. ПРИВОДЫ АГРЕГАТОВ

4.6.1. Схема приводов агрегатов

Привод регулятора постоянных оборотов (РПО) расположен на носке картера и получает вращение от наружного зубчатого венца ведущей шестерни редуктора.

Справа, на задней половине корпуса нагнетателя, установлен привод топливного насоса и генератора тахометра. Привод остальных агрегатов, получающих вращение от коленчатого вала двигателя, располагается на задней крышке картера (рис.90).

4.6.2. Конструкция приводов агрегатов

Привод *регулятора оборотов* (рис. 91) состоит из корпуса, ведущей цилиндрической шестерни 2, ведущей конической шестерни 3, ведомой шестерни с валиком 5, двух ведомых конических шестерен 4 и 6, масляного фильтра 12 и трех крышек — 8, 11 и 13.

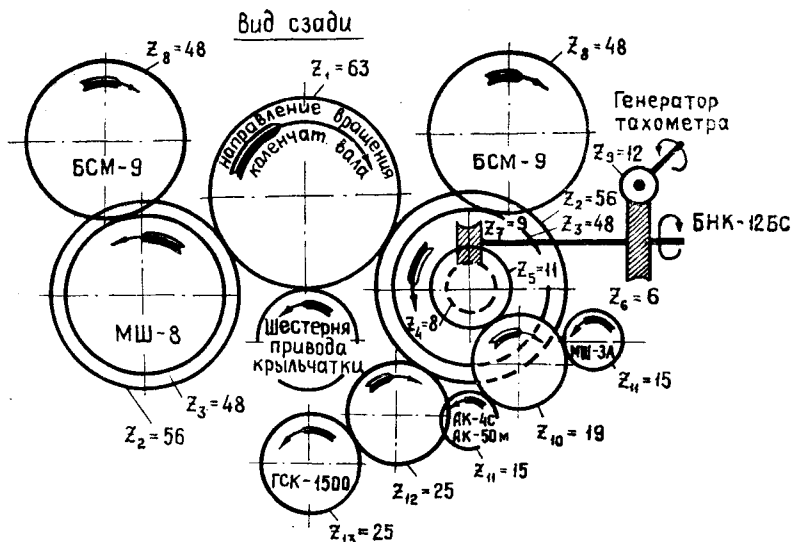


Рис. 90. Схема приводов агрегатов

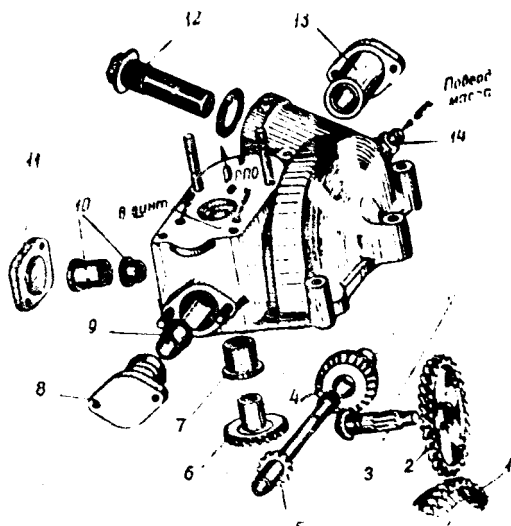


Рис. 91. Детали привода регулятора оборотов:
1—ведущая шестерня редуктора; 2—ведущая цилиндрическая шестерня привода; 3—ведущая коническая шестерня; 4, 6—ведомая шестерня; 5—ведомая шестерня с валиком; 7, 9—втулка; 8—крышка ведомой шестерни; 10—втулки ведущих шестерен; 11—крышка корпуса; 12—фильтр; 13—крышка ведомой шестерни; 14—штуцер подвода масла

Корпус отлит из магниевого сплава. Передача к регулятору оборотов (РПО) производится от коленчатого вала через ведущую шестерню 1 редуктора, имеющую зубчатый венец, с которым находится в зацеплении цилиндрическая шестерня привода, соединенная шлицами с ведущей конической шестерней. Далее вращение передается на ведомую коническую шестерню, соединенную шлицами со второй ведомой шестерней, выполненной за одно целое с валиком. Последняя находится в зацеплении с ведомой конической шестерней, являющейся ведущей для РПО, во внутренние шлицы которой входит хвостовик РПО. Передаточное число к РПО

$$i = \frac{146}{38} \frac{14}{26} \frac{14}{26} = 1,114,$$

т. е. валик РПО вращается в 1,114 раза быстрее коленчатого вала. Направление вращения валика — левое.

Масло к РПО подводится из нагнетающей масляной полости задней крышки картера под давлением по внешней трубке, присоединенной к штуцеру на корпусе привода. Масло проходит через сетчатый фильтр, установленный в наклонном приливе корпуса привода. В стенках корпуса привода выполнены каналы для подвода масла к РПО, в носок картера (к направляющим толкателей), к подшипникам шестерен и каналы для прохода масла от РПО в винт.

Вал привода агрегатов (рис. 92 и 93) изготовлен из высококачественной стали и состоит из шестерни и вала, эластично соединенных при помощи пружин, аналогично конструкции соединения зубчатых венцов двойной шестерни привода механизма газораспределения.

Шестерня изготовлена из стальной, термически обра-

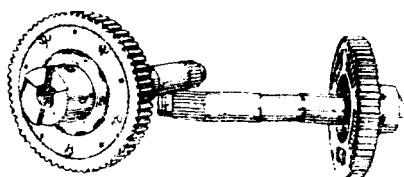


Рис. 92. Вал привода агрегатов

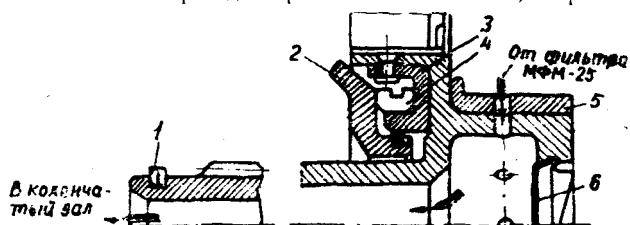


Рис. 93. Вал привода агрегатов (продольный разрез): 1—маслоуплотнительные кольца; 2—пята нагнетателя; 3—втулка; 4—упорное кольцо; 5—втулка; 6—заглушка

ботанной поковки, и представляет собой обод с наружным цилиндрическим зубчатым венцом. На внутренней поверхности обода имеются пять выступов, между которыми устанавливаются пружины с сухариками.

Вал пустотелый. На задней части его имеется фасонный фланец, на котором монтируется эластичная шестерня. На переднем торце фланца сделана выточка, в которую на заклепках установлена стальная втулка 3 со свободно посаженным на нее упорным бронзовым кольцом 4. Толщина этого кольца обеспечивает требуемую величину продольного зазора вала.

На переднем конце вала сделана кольцевая выточка, в которую установлены два бронзовых кольца 1, прилегающих к цилиндрической поверхности муфты вала привода агрегатов, запрессованной в заднюю часть коленчатого вала.

За кольцевой выточкой расположены шлицы, которыми вал соединяется с внутренними шлицами муфты вала привода агрегатов, являющейся передней опорой вала. За шлицами на вале расположены две цилиндрические шейки, являющиеся опорами валика крыльчатки нагнетателя. На каждой шейке сделана продольная лыска и на передней шейке радиальное отверстие для прохода масла, поступающего под давлением из внутренней полости вала на смазку подшипников валика крыльчатки.

Цилиндрической частью заднего хвостовика (задней опорной шейкой) вал опирается на бронзовую втулку, запрессованную в центральную бобышку задней крышки картера. Масло под давлением от фильтра МФМ-25 через прорези бронзовой втулки и шесть радиальных отверстий в опорной шейке подается во внутреннюю полость вала привода агрегатов и далее в коленчатый вал двигателя.

На заднем торце вала имеются три косых выступа (храповик) для сцепления с храповиком электроинерционного стартера РИМ-24 и три прямоугольные прорези под углом 120° один к другому. Задний торец отверстия вала закрыт запрессованной в него стальной заглушкой.

Привод масляного насоса (рис. 94) представляет собой стальную шестерню с двумя цилиндрическими зубчатыми венцами, изготовленную за одно целое с пустотелым валиком. Задний торец валика имеет внутренние шлицы сцепления с шлицевой муфтой ведущего валика насоса, с которым муфта соединяется через шпонку.

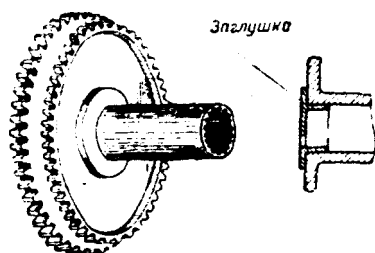


Рис. 94. Привод масляного насоса

Валик шестерни привода вращается в дюралюминиевой втулке, запрессованной в отверстие бобышки задней крышки. На наружной поверхности втулки сделаны две кольцевые канавки и отверстия, по которым масло поступает на смазку валика.

Внутри валика, со стороны шестерни, запрессована стальная заглушка, которой он упирается в левую нижнюю подторцованную бобышку задней половины корпуса нагнетателя. В заглушке просверлено отверстие для слива в картер масла, проникшего во внутреннюю полость валика.

Передаточное число к масляному насосу равно $63/56 = 1,125$, т. е. валик вращается в 1,125 раза быстрее коленчатого вала. Если на насос смотреть со стороны привода, направление его вращения правое (по ходу часовой стрелки).

Привод топливного насоса и генератора тахометра (рис. 95) состоит из корпуса 1 с крышкой 2, отлитого из магниевого

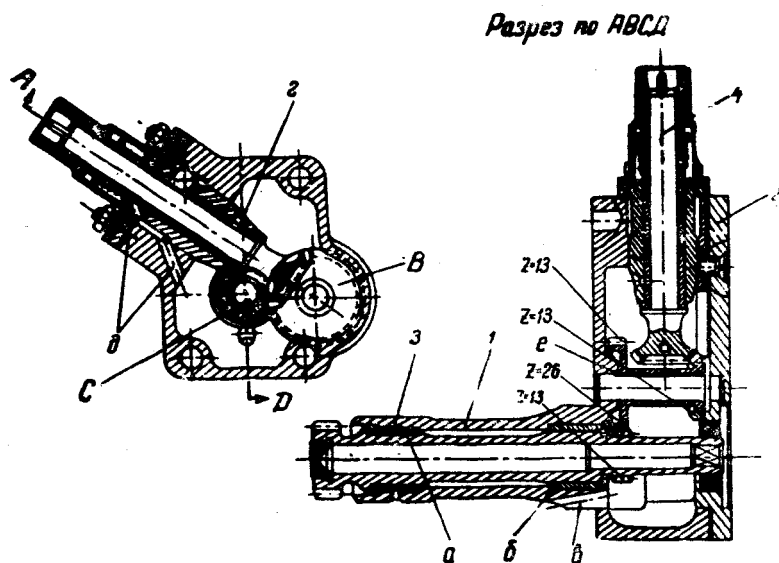


Рис. 95. Привод топливного насоса и генератора тахометра: 1—корпус привода; 2—крышка корпуса; 3—валик привода бензонасоса; 4—валик привода генератора тахометра

сплава, валика 3 привода топливного насоса, двойной шестерни, валика привода генератора тахометра 4, сальников валиков (второе название — комбинированный привод).

Валик 3 привода бензинового насоса БНК-12БК приводится во вращение от валика с винтовыми зубьями, соединенного

фланцем с двойной шестерней передачи вращения к комбинированному приводу. На одном конце валик БНК-12БК имеет девять винтовых зубьев, цилиндрический венец в средней части и отверстие с квадратным сечением под хвостовик ротора насоса на другом конце. Валик вращается в двух бронзовых втулках, запрессованных в корпус привода.

Зубчатые венцы (конический и цилиндрический) двойной шестерни, передающей вращение от валика насоса 3 к валу тахометра 4, выполнены за одно целое. Осью является бронзовая втулка, туго посаженная в стенки корпуса и его крышки. Масло на смазку втулки проникает из полости корпуса привода в зазор между ней и шестерней.

Валик привода генератора тахометра изготовлен за одно целое с конической шестерней. На наружном конце он имеет плоский хвостовик для соединения с гибким валом. На корпус привода валик опирается через дюралюминиевую опору.

Передаточное число к бензиновому насосу

$$i = \frac{63}{56} \cdot \frac{8}{9} = 1,$$

направление вращения ротора — левое (против часовой стрелки).

Передаточное отношение к генератору тахометра

$$i = \frac{63}{56} \cdot \frac{8}{9} \cdot \frac{6}{12} = \frac{1}{2}.$$

т. е. валик привода генератора вращается в два раза медленнее коленчатого вала.

Приводы магнето (рис. 96) одинаковы по конструкции. Вра-

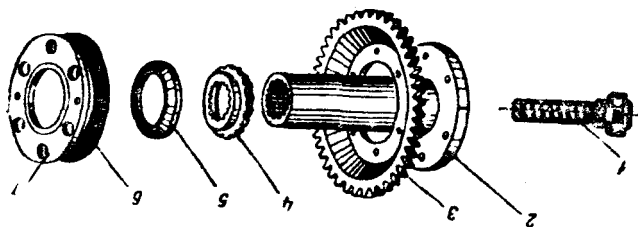


Рис. 96. Привод магнето: 1—плунжер; 2—валик; 3—шестерня; 4—упорное кольцо с маслоотражателем; 5—уплотнительное кольцо; 6—прокладка; 7—опорное кольцо

щение от коленчатого вала к каждому магнето передается через две пары цилиндрических шестерен с передаточным числом 1,125. Направление вращения ротора магнето левое.

Привод состоит из шестерни 3, изготовленной за одно целое с валом, торцового маслоуплотнительного устройства и плун-

жера 1. Валик на заднем конце имеет внутренние шлицы для соединения с валиком ротора магнето через промежуточную шлицевую муфту.

Торцовый маслоуплотнитель привода предотвращает попадание масла под фланец магнето. Он состоит из стального упорного кольца с гребешками многозаходной левой винтовой резьбы на наружной поверхности (турбинки, выполняющей роль маслоотражателя), уплотняющего сферического кольца из графитной бронзы и стального опорного кольца со сферической поверхностью, прикрепленного винтами к задней крышке картера.

В полость валика привода со стороны переднего конца установлен пружинный плунжер, отжимающий весь привод назад и обеспечивающий постоянный контакт поверхностей уплотнительного и опорного колец.

Привод генератора (рис. 97) с передаточным числом 2,52 состоит из валика 14, шестерни 12, соединенных между собой фрикционной муфтой, и торцового маслоуплотнительного устройства.

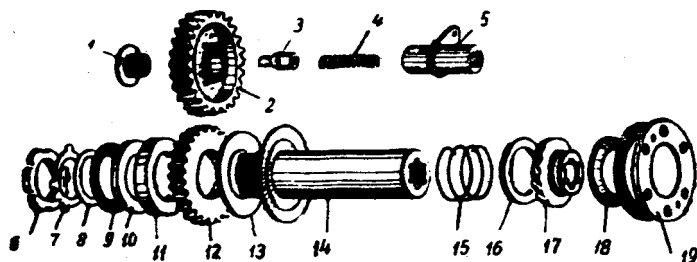


Рис. 97. Детали привода генератора: 1—пробка оси; 2—промежуточная шестерня; 3, 7—замок; 4—пружина замка; 5—ось промежуточной шестерни; 6—гайка; 8—шайба; 9—пружинная шайба; 10—стальной диск; 11—бронзовое кольцо; 12—шестерня привода; 13—бронзовый диск; 14—валик; 15—пружина; 16—опорное кольцо пружины; 17—упорное кольцо с маслоотражателем; 18—уплотнительное кольцо; 19—упорное кольцо

На передней части валика имеется фланец, перед которым на хвостовике нарезаны мелкие шлицы и резьба для установки и крепления деталей фрикционной муфты, уменьшающей ударные нагрузки. Все детали затянуты манжетной гайкой 6 с усилием 7 кгм.

Маслоуплотнительное устройство привода аналогично приводу магнето. Отжимание привода назад осуществляется пружиной 15, одним концом которой опирается на заднюю крышку

картера, другим — через бронзовое кольцо 16 с хромированной опорной поверхностью на маслоотражатель 17.

Промежуточная шестерня 2 передачи к генератору вращается на стальной оси 5, запрессованной в отверстие бобышки задней крышки. Продольные перемещения шестерни ограничиваются фланцем оси с одной стороны, пробкой 1, ввернутой в ось на резьбе, с другой. Пробка контрится замком 3, аналогичным замку пробки оси двойной шестерни механизма газораспределения. Ось промежуточной шестерни имеет радиальное отверстие и наружную продольную лыску для прохода масла на смазку втулки.

Привод компрессора АК-50М (рис. 98) с передаточным числом 0,825 состоит из корпуса 1, крышки 2, ведущей, промежуточной и ведомой шестерен.

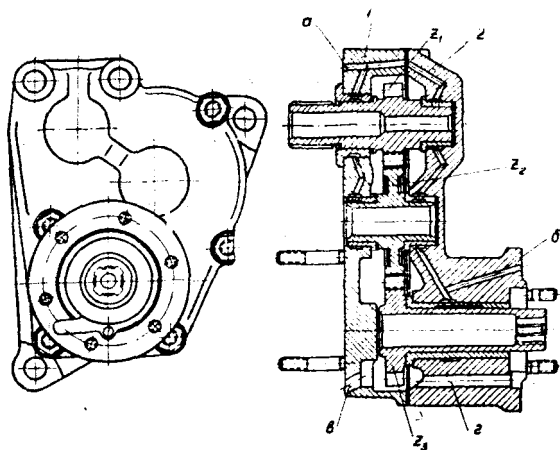


Рис. 98. Привод компрессора АК-50М; 1—корпус; 2—крышка; а—входной масляный канал; б—канал подвода масла к компрессору; Z_1 —ведущая шестерня; Z_2 —промежуточная шестерня; Z_3 —ведомая шестерня

Корпус привода отлит из магниевого сплава. Оси шестерен установлены в бронзовые опорные втулки. В верхней части корпуса имеется канал, в который поступает под давлением масло на смазку опор осей шестерен и компрессора. Для слива масла из внутренней полости привода в картер корпус имеет в нижней части сливной канал.

Крышка корпуса отлита из магниевого сплава. Имеет два глухих отверстия с запрессованными в них опорными бронзо-

выми втулками осей ведущей и промежуточной шестерен и сквозное отверстие в приливе с опорной втулкой оси ведомой шестерни. Прилив имеет фланец с шестью шпильками для установки компрессора.

Разъемы корпуса и крышки, корпуса и задней крышки картера, крышки и корпуса компрессора уплотняются паронитовыми прокладками.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ДВИГАТЕЛЯ

1. Общие сведения о двигателе АШ-62ИР.
2. Основные технические данные двигателя АШ-62ИР.
3. Основные режимы работы двигателя.
4. Основные технические данные топливной системы двигателя.
5. Основные технические данные масляной системы двигателя.
6. Температурный режим цилиндров.
7. Агрегаты, установленные на двигателе АШ-62ИР и их назначение.
8. Характерные объемы цилиндра, степень сжатия, состав смеси.

II. ПРОЦЕССЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. Перечень и краткая характеристика процессов рабочего цикла четырехтактного карбюраторного двигателя внутреннего сгорания.
2. Индикаторная диаграмма ДВС.
3. Процесс газообмена.
4. Процессы сжатия и горения.
5. Влияние состава смеси и опережения зажигания на работу ДВС.
6. Индикаторные параметры ДВС.
7. Эффективные параметры ДВС.
8. Внешняя характеристика ДВС.
9. Винтовая характеристика ДВС.
10. Высотные характеристики ДВС с наддувом.

III. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЯ АШ-62ИР

1. Назначение и конструктивные узлы картера.
2. Назначение и конструкция носка картера.
3. Назначение и конструкция среднего картера.
4. Назначение и конструкция корпуса нагнетателя.
5. Назначение и конструкция задней крышки.
6. Условия работы ЦПГ.
7. Условия работы и конструкция цилиндра.
8. Условия работы и конструкция поршня и поршневых колец.
9. Назначение и условия работы шатунного механизма.
10. Конструкция главного шатуна.

11. Назначение и условия работы коленчатого вала.
12. Назначение и работа редуктора.
13. Назначение и условия работы механизма газораспределения.
14. Конструкция привода механизма газораспределения.
15. Конструкция кулачковой шайбы.
16. Конструкция узла толкателей.
17. Конструкция блока клапана выпуска.
18. Конструкция блока клапана впуска.
19. Смазка рычагов клапанов.
20. Назначение и условия работы нагнетателя.
21. Конструкция привода крыльчатки нагнетателя.
22. Работа и конструкция комбинированного клапана нагнетателя.

СОДЕРЖАНИЕ

1. КРАТКАЯ ХАРЕКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ	3
1.1. Основные технические данные	4
1.2. Топливная система	5
1.3. Масляная система	5
1.4. Температурный режим цилиндров	5
1.5. Газораспределение	5
1.6. Зажигание	6
1.7. Агрегаты, установленные на двигателе	6
1.8. Габаритные размеры и весовые данные	6
1.9. Ресурс двигателя	6
2. ПРОЦЕССЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	7
2.1. Основные понятия и определения	7
2.2. Процессы рабочего цикла четырехтактного карбюра- торного двигателя внутреннего сгорания	8
2.3. Индикаторная диаграмма рабочего цикла четырех- тактного двигателя	9
2.3.1. Процесс газообмена	9
2.3.2. Процесс сжатия	12
2.3.3. Процесс сгорания	12
2.4. Индикаторные параметры двигателя	18
2.4.1. Индикаторная мощность	18
2.4.2. Индикаторный КПД	19
2.4.3. Индикаторный удельный расход топлива	19
2.5. Эффективные параметры двигателя	19
2.5.1. Мощность механических потерь	19
2.5.2. Эффективная (полезная) мощность	20
2.5.3. Механический КПД двигателя	20
2.5.4. Эффективные КПД двигателя	21
2.5.5. Удельный эффективный расход топлива	21
2.6. Характеристики двигателя АШ-62ИР	21
2.6.1. Внешняя характеристика	22
2.6.2. Винтовая (дрессельная) характеристика	23
2.6.3. Высотные характеристики	24
3. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ДВИГАТЕЛЯ	25
3.1. Картер	25
3.1.1. Назначение картера	25
3.1.2. Конструкция носка картера	26
3.1.3. Конструкция среднего картера	29
3.1.4. Конструкция корпуса нагнетателя	31
3.1.5. Конструкция переходника карбюратора	36
3.1.6. Конструкция задней крышки	36
3.2. Цилиндро-поршневая группа (ЦПГ)	39
3.2.1. Условия работы ЦПГ	39

3.2.2. Конструкция цилиндра	42
3.2.3. Конструкция поршня	46
3.2.4. Поршневые кольца	47
3.2.5. Поршневые пальцы	50
3.2.6. Охлаждение цилиндров	50
4. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И КОНСТРУКЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ДВИГАТЕЛЯ АШ-62ИР	52
4.1. Шатунный механизм	52
4.1.1. Условия работы шатунов	52
4.1.2. Конструкция главного шатуна	55
4.1.3. Конструкция прицепного шатуна	57
4.2. Коленчатый вал	58
4.2.1. Условия работы коленчатого вала	58
4.2.2. Конструкция передней части коленчатого вала	62
4.2.3. Конструкция задней части коленчатого вала	65
4.3. Редуктор	66
4.3.1. Принципиальная схема и работа редуктора	66
4.3.2. Конструкция редуктора	68
4.4. Механизм газораспределения	76
4.4.1. Схема работы механизма газораспределения и условия работы его узлов	76
4.4.2. Конструкция привода механизма газораспре- деления	80
4.4.3. Кулачковая шайба	83
4.4.4. Узел толкателя	84
4.4.5. Тяги и кожухи тяг	85
4.4.6. Рычаги клапанов	86
4.4.7. Блок клапана	88
4.5. Нагнетатель	89
4.5.1. Назначение и условия работы нагнетателя	89
4.5.2. Конструкция нагнетателя	93
4.5.3. Привод крыльчатки нагнетателя	95
4.5.4. Комбинированный клапан нагнетателя	99
4.6. Приводы агрегатов	100
4.6.1. Схема приводов агрегатов	100
4.6.2. Конструкция приводов агрегатов	100
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	108

Углов Борис Алексеевич

АВИАЦИОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ АШ-62ИР

Редактор Л. Я. Чегодаева
Техн. редактор Г. А. Усачева
Корректоры: Н. С. Куприянова, Т. И. Щелокова

Свод. тем. пл. № 51

Сдано в набор 4.11.192. Подписано в печать 28.02.1993 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 6,51. Усл. кр.-отт. 6,63. Уч.-изд. л. 6,85.
Тираж 500 экз. Заказ 509. Арт. С—51/92.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королева
443086, Самара, Московское шоссе, 34.

Тип ИПО Самарского аэрокосмического университета.
443001. Самара, ул. Ульяновская, 18.