

**САМАРСКИЙ
ОРДЕНА ТРУДОВОГО
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
имени академика
С. П. КОРОЛЕВА**

**А. Г. КОНЕВ
А. Г. ГИМАДИЕВ**

**ШЕСТЕРЕННЫЕ
НАСОСЫ**

**САМАРА
1992**

Государственный комитет РСФСР
по делам науки и высшей школы

Самарский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева

А.Г.К о н е в А.Г.Г и м а д и е в

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

Учебное пособие

Самара 1992

УДК 629.7.036.3

Шестеренные насосы: Учеб. пособие / А.Г.К о н е в,
А.Г.Г и м а д и е в. Самарский авиац. ин-т. Сама-
ра, 1992. 32 с. ISBN 5-230-16915-X

Даны принцип действия, конструктивные схемы и основные параметры шестеренных насосов. Рассмотрены конструктивные мероприятия, направленные на повышение КПД и ресурса насоса. Приведены рекомендации по проектированию насоса. В качестве примера рассмотрена конструкция блока насосов авиадвигателя Д-36.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей I302 и I303. Выполнено на кафедре "Автоматические системы энергетических установок".
Ил. 14. Библиогр.: 8 назв.

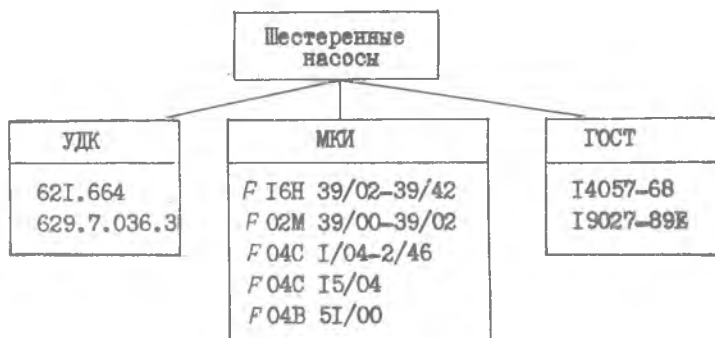
Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института имени академика С.П.Королева

Рецензенты: И.С.З а г у з о в, Л.И.Б р у д к о в

ISBN 5-230-16915-X

© Самарский
авиационный институт,
1992

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ



Основными агрегатами, определяющими надежность и ресурс гидравлических систем, являются насосы - преобразователи механической энергии в гидравлическую. Требования, предъявляемые к насосам, сводятся к обеспечению заданной производительности и давления при минимальном весе и габаритах, максимального КПД, минимальной трудоемкости изготовления, простоты обслуживания, надежности работы и большого ресурса.

В наибольшей мере таким требованиям удовлетворяют шестеренные насосы, имеющие явные преимущества по сравнению с другими типами насосов по своей простоте, весовым характеристикам, дешевизне и надежности.

Основным недостатком шестеренных насосов является нестационарность производительности при неизменной частоте вращения ротора, поэтому

они снабжаются устройствами перепуска части жидкости обратно в бак или в магистраль перед насосом.

На летательных аппаратах шестеренные насосы применяются в гидравлических системах управления самолетом, а также в качестве масляных и топливных насосов двигателей.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

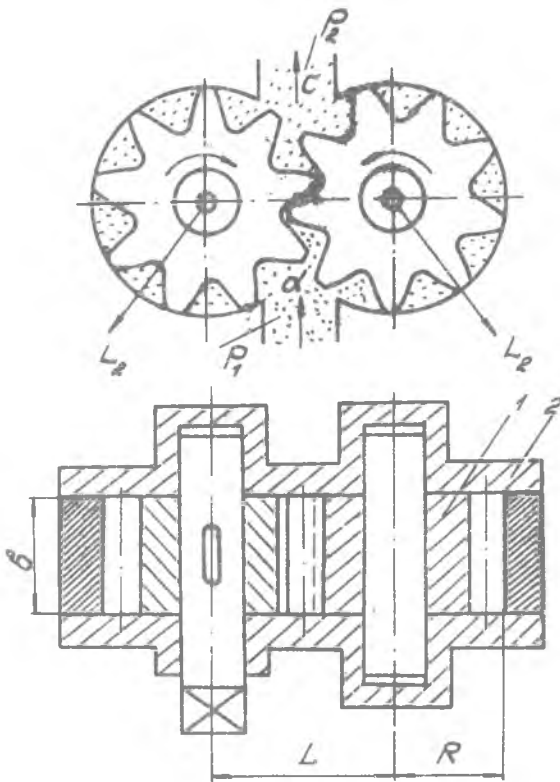
Принцип действия шестеренного насоса можно наглядно продемонстрировать на насосе с шестернями наружного зацепления (рис. I). Такой насос состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен, помещенных в плотно охватывающий их корпус. В корпусе выполнены каналы в местах входа в зацепление шестерен и выхода из него, через которые осуществляется подвод (всасывание) и отвод (нагнетание) жидкости. При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из камеры "а" всасывания в камеру "с" нагнетания. Процесс нагнетания жидкости осуществляется за счет последовательного ее вытеснения из межзубовой впадины одной шестерни зубом другой шестерни и наоборот.

По конструктивным схемам шестеренные насосы классифицируются: насосы с внешним зацеплением шестерен, имеющие наибольшее распространение;

насосы с внутренним зацеплением шестерен, отличающиеся компактностью и малыми габаритами;

насосы с косозубыми и шевронными шестернями, обеспечивающие снижение пульсаций рабочей среды;

насосы со ступенчатыми шестернями (составленными из двух смещенных половинок, полученных путем разрезания шестерни плоскостью, перпендикулярной оси вала), соответствующими меньшей амплитуде пульсаций рабочей среды;



Р и с. 1. Принципиальная схема шестеренного насоса

насосы с тремя и более шестернями, применяемые с целью увеличения подачи;
 одноступенчатые и многоступенчатые по числу ступеней давления;
 однопоточные и многопоточные по количеству параллельных потоков жидкости в насосе.
 Возможны комбинации конструктивных схем, например, двухпоточный одноступенчатый насос с шестернями наружного зацепления.
 Основными параметрами шестеренного насоса являются:

2-5669

подача (производительность) Q ;
 давление нагнетания P_H ;
 крутящий момент M ;
 мощность N ;
 объемный КПД $\eta_{об}$;
 механический КПД $\eta_{мех}$;
 частота вращения ротора n .

Современные шестеренные насосы работают при частотах вращения 2500–4000 об/мин, а насосы с небольшой подачей – до 18000 об/мин. Подача (производительность) насоса доходит до 1000 л/мин. Давление нагнетания повышается обычно до 10 МПа (100 кгс/см²), причем у специальных насосов до 30 МПа. Объемный КПД составляет 0,7–0,94, а механический – 0,75–0,9. Шестеренные насосы обладают ресурсом до 5000 часов.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ НАСОСА

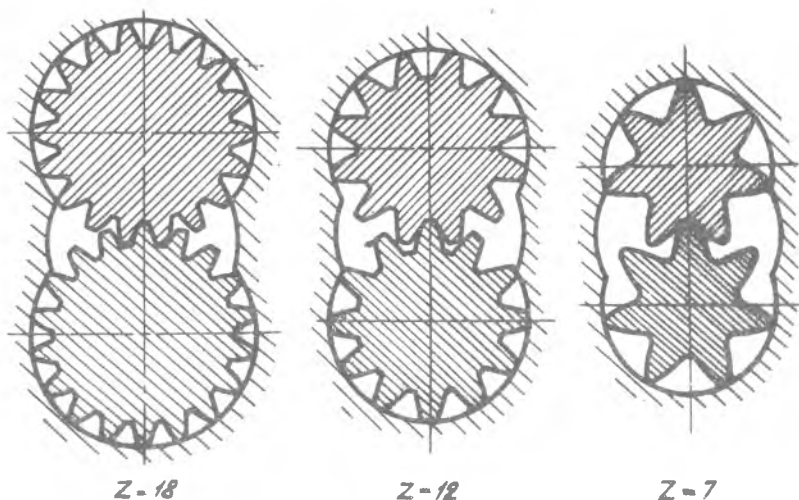
Теоретическая производительность (подача) насоса с двумя одинаковыми шестернями наружного зацепления определяется выражением

$$Q_T = 2\pi b m^2 (z+1) n,$$

где b – ширина зуба, m – модуль зацепления, z – число зубьев шестерни, n – частота вращения.

Указанная формула позволяет определить среднюю теоретическую подачу с точностью 2–3% для наиболее распространенных конструкций насосов с числом зубьев 8–15 и углом зацепления 20°. В связи с тем, что производительность насоса пропорциональна квадрату модуля зацепления, в шестеренных насосах обычно применяются шестерни с большим модулем и малым числом зубьев. Это обстоятельство позволяет уменьшать габариты качающего узла при сохранении заданной производительности (рис. 2).

Однако чрезмерное уменьшение числа зубьев приводит к увеличению пульсации потока жидкости. В литературе [1, 2, 3] имеются формулы для расчета производительности насоса с внутренним зацеплением шестерен и для насосов с косозубыми шестернями. Выбор пара-



Р и с. 2. Сравнительные габариты шестеренных насосов равной подачи при различных числах зубьев

метров насоса и определение его производительности может осуществляться по номограммам [1].

Расчетная подача насоса из-за наличия объемных потерь меньше теоретической:

$$Q_p = Q_T \zeta_{об},$$

где $\zeta_{об}$ — объемный КПД насоса.

Объемные потери можно разделить на две группы: потери от утечек жидкости и потери на всасывании. Утечки жидкости происходят через зазоры между торцевыми поверхностями шестерен и подпятников, через радиальные зазоры между цилиндрическими поверхностями расточек корпуса и наружными поверхностями головок зубьев шестерен, а также неплотности контакта между зубьями. Потери на всасывании обусловлены неполным заполнением жидкостью впадин между зубьями, а также наличием в жидкости газовой составляющей¹. Для современных

¹ В масле работающей гидросистемы обычно содержится около 6% воздуха в нерастворенном состоянии. При определенных условиях, зависящих от конструкции и условий эксплуатации (например, в высотных условиях), это содержание может повыситься до 15-18%.

насосов объемный КПД имеет значение 0,7-0,94. Объемный КПД изменяется в зависимости от условий эксплуатации и наработки насоса. Действительная производительность шестеренного насоса определяется экспериментально на стендах в процессе приемосдаточных испытаний.

Регулирование производительности осуществляется следующими способами:

- перепуском жидкости с выхода на вход;
- изменением частоты вращения привода;
- изменением глубины зацепления шестерен (смещением шестерен в радиальном направлении);
- регулированием объема рабочей камеры (например, смещением шестерни в осевом направлении);
- изменением сопротивления в тракте перетечек по зубьям шестерен.

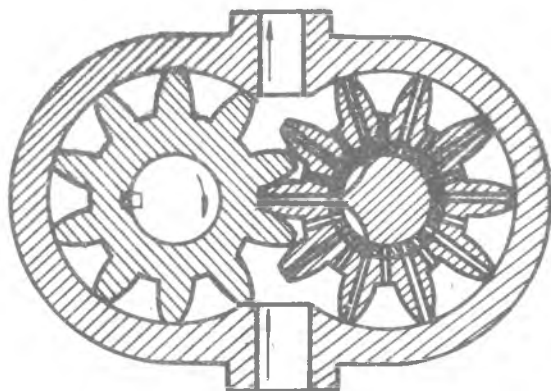
В подавляющем большинстве случаев применяется первый способ. Другие способы либо неприемлемы для авиационных насосов, либо существенно усложняют конструкцию насоса.

КОМПРЕССИЯ ЖИДКОСТИ ВО ВПАДИНАХ ШЕСТЕРЕН

Компрессия жидкости во впадинах между зубьями шестерен возникает вследствие беззазорного зацепления. При этом происходит запаривание жидкости во впадине входящим в нее зубом, а также при одновременном зацеплении двух пар зубьев. В результате компрессии жидкости возникают большие нагрузки на шестерни, приводящие к износу зубьев и к перегрузке вала и подшипников. Вакуум, образующийся во впадине в период выхода зубьев из зацепления, также ухудшает работу насоса, так как в этом случае происходит выделение из жидкости пара и растворенного в ней воздуха.

Так как компрессия жидкости во впадинах шестерен ухудшает работу насоса, то принимают меры к разгрузке защемленного объема. Чаще всего разгрузка запертой жидкости осуществляется с помощью разгрузочных (перезарядных) канавок в торцевых стенках корпуса или в подпятниках. Разгрузочные канавки рекомендуется располагать так, чтобы отсеченное между ними пространство сообщалось с зоной начтания

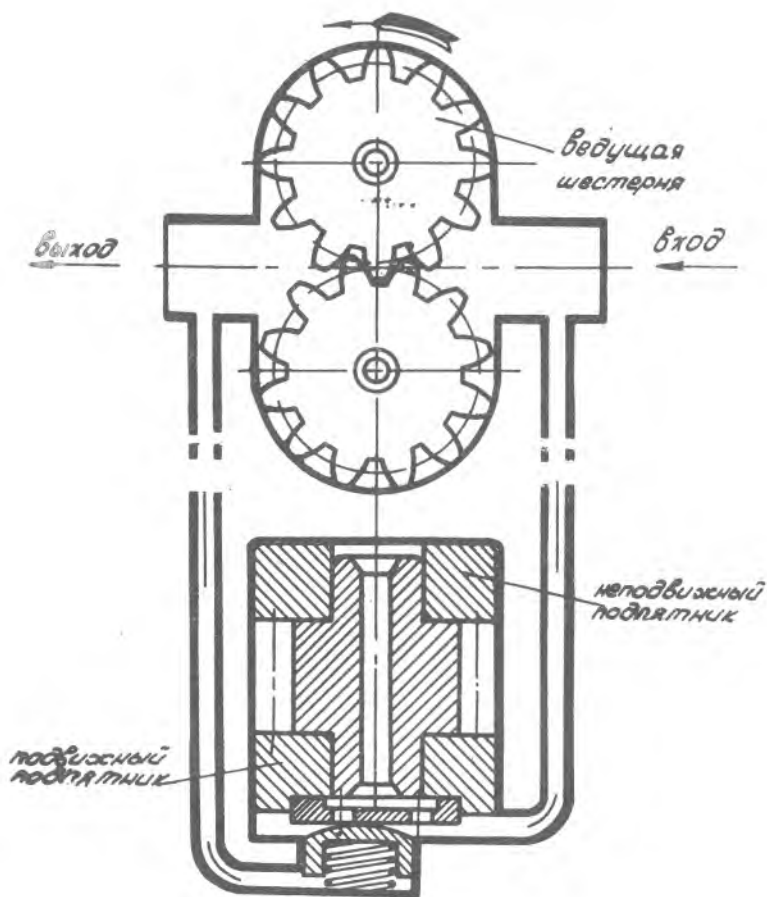
лишь на время уменьшения своего объема, а в последующий период, когда объем увеличивается, соединялось для предотвращения кавитации с зоной всасывания. Определение объема заземленной жидкости и рекомендации по выполнению разгрузочных канавок приведены в работе [2]. Устранить компрессию можно также путем отвода запертой жидкости через радиальные сверления: во впадинах и осевые сверления вала (рис. 3). Система таких каналов обеспечивает надежный отвод и подвод жидкости к запертому объему, но при этом усложняется конструкция насоса. Существуют и другие способы предотвращения компрессии, но они являются более сложными и поэтому редко применяются.



Р и с. 3. Схема разгрузки запертого объема при помощи радиальных каналов в шестерни и осевых каналов в вале

ОПТИМИЗАЦИЯ ТОРЦЕВЫХ ЗАЗОРОВ

Объемный КПД шестеренного насоса в наибольшей мере зависит от утечек жидкости в торцевых зазорах, величина которых составляет 0,02-0,06 мл. Эти утечки практически пропорциональны перепаду давления между полостями нагнетания и всасывания и составляют около 75% суммарных утечек. Следовательно, для снижения величины утечек



Р и с. 4. Схема гидравлической компенсации торцевого зазора

при увеличении перепада давлений необходимо уменьшать зазоры, что связано с повышением точности изготовления шестерен и подшипников. Однако уменьшение зазора между скользящими деталями возможно лишь до известного предела, поскольку допустимые погрешности при изготовлении этих деталей могут стать соизмеримыми с регламентированной величиной зазоров, а это приведет к заклиниванию шестерен.

Для уменьшения торцевых зазоров в насосах с давлением нагнетания более 10 МПа применяется гидравлическая компенсация. Она осуществляется при помощи двух плавающих втулок, которые давлением жидкости, подводимой из полости нагнетания, прижимаются к торцевым поверхностям шестерен. Так как давление в зонах торцевого зазора со стороны шестерен, примыкающих к камерам нагнетания и всасывания, является различным, то симметричное поджатие плавающих втулок к шестерням вызывает несимметричную нагрузку и износ.

Соизмеримость торцевого зазора с допусками на изготовление сопряженных деталей, а также несимметричность давления в торцевом зазоре в значительной мере затрудняют теоретические расчеты утечек.

На рис. 4 показана схема гидравлической компенсации торцевого зазора. В этой схеме поджатие плавающего диска к торцу производится асимметрично оси шестерни с целью компенсации неравномерности давления в торцевом зазоре. Компенсация торцевых зазоров повышает объемный КПД и обеспечивает постоянное его значение в течение длительной эксплуатации.

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ПОДАЧИ

Текущая подача жидкости шестеренным насосом имеет пульсирующий характер с частотой

$$f = \frac{z n}{60}.$$

Коэффициент неравномерности потока (отношение максимальной амплитуды пульсации к среднему значению потока)

$$\delta = \frac{2}{z+1} 100\%.$$

Однако фактическая неравномерность подачи значительно превышает расчетную вследствие обратного потока рабочей жидкости в камеры

насоса при переходе их из полости всасывания в полость нагнетания. Степень неравномерности существенно повышается при увеличении коэффициента перекрытия. Пульсации подачи вызывают пульсации давления жидкости, которые могут приводить к разрушению насоса или нарушению работы других узлов гидросистемы. Для уменьшения амплитуды пульсаций увеличивают число зубьев, уменьшают коэффициент перекрытия, переходят к насосам со ступенчатыми шестернями, принимают конструктивные меры к сглаживанию гидравлического удара, обусловленного обратным потоком жидкости. Другими мероприятиями по сглаживанию пульсаций являются: наддув топливного бака или применение подкачивающего насоса, параллельная работа в противофазе двух качающих узлов или насосов. В тех случаях, когда перечисленными мероприятиями или изменением структуры гидросистемы не удастся уменьшить пульсации давления до требуемого уровня, применяют специальные устройства — гасители колебаний давления.

НАГРЕВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Шестеренные насосы нередко работают на режимах, когда большая часть нагнетаемой жидкости перепускается на линию всасывания. Это имеет место, например, в топливных насосах авиационных двигателей при работе их на больших высотах при малых скоростях полета, когда потребность двигателя в топливе составляет небольшой процент от максимальной производительности насоса. Еще больший перепуск топлива имеет место в насосах форсажного контура, которые осуществляют подачу топлива в двигатель лишь на кратковременных форсажных режимах. При весьма больших перепусках (свыше 90% производительности насоса) нагрев топлива становится настолько значительным, что его необходимо учитывать. При составлении баланса тепла исходят из того, что нагрев жидкости, циркулирующей в насосе, происходит за счет объемных, гидравлических и механических потерь, а также за счет перехода в тепло работы, затрачиваемой на перепуск жидкости на линию всасывания [1].

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Для преобразования механической энергии в гидравлическую расходуется определенная мощность, которая для насоса выражается через производительность и перепад давлений между выходной и входной полостями. Как и при всяком преобразовании, происходит диссипация энергии, что учитывается коэффициентом полезного действия насоса:

$$\zeta_H = \zeta_{об} \zeta_{мех}.$$

Мощность, потребляемая насосом:

$$N = \frac{\Delta P_H Q_H}{\zeta_H}.$$

Если в эту формулу подставить ΔP_H в кгс/см², а Q_H в л/мин, то мощность в Вт определится по формуле

$$N = 1,635 \frac{\Delta P_H Q_H}{\zeta_{мех}}.$$

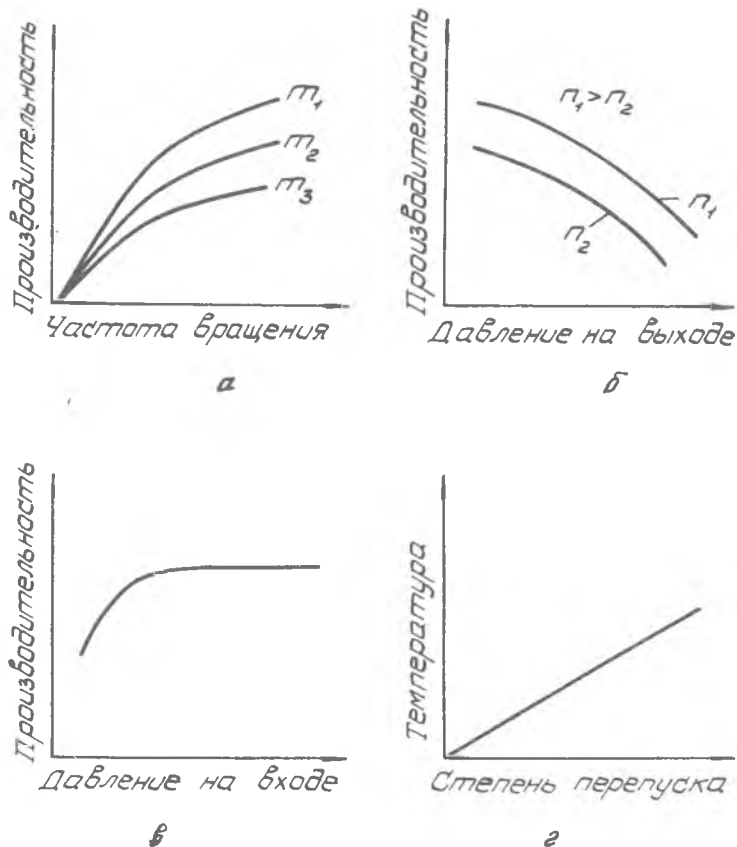
Механический КПД насоса учитывает гидравлические и механические потери. Гидравлические включают потери на жидкостное трение в торцевых и радиальных зазорах, на преодоление сил инерции, перерезание струи жидкости и вытеснение жидкости из заземленного объема через разгрузочные устройства. Механические потери обусловлены наличием трения в зубьях шестерен, в подшипниках и в уплотнениях вала насоса [1]. Механический КПД насоса находится в пределах 0,75–0,9.

Крутящий момент на валу насоса, кгс-м

$$M = 716,2 \frac{N}{\pi} = 1,59 \frac{\Delta P_H Q_H}{\pi \zeta_{мех}}.$$

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Наиболее часто используются характеристики, выражающие зависимость производительности насоса от частоты вращения (рис. 5,а) и от давления в системе (рис. 5,б). Очевидно, что производительность рас-



Р и с. 5. Характеристики насоса

тет пропорционально частоте вращения привода, причем параметр m характеризует положение органа управления. Вторая характеристика указывает на то, что увеличение выходного давления увеличивает внутренние утечки и уменьшает производительность.

Для авиационных топливных насосов, работающих в высотных условиях и в широком диапазоне режимов, представляют интерес кавитационная характеристика (рис. 5, в) и зависимость подогрева жидкости от степени перепуска (рис. 5, г).

ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА

Проектирование шестеренного насоса сводится к трем группам операций:

- 1) расчет геометрических и энергетических параметров;
- 2) разработка конструктивных мероприятий, направленных на повышение КПД, равномерности подачи и ресурса насоса;
- 3) расчет на прочность отдельных деталей.

Рассмотрим на примере, как производится определение геометрических и энергетических параметров.

П р и м е р. Определить параметры шестеренного насоса внешне-го зацепления с теоретической подачей $Q_T = 0,4$ л/с при частоте вращения вала $n = 25$ об/с для работы при давлении $P_H = 12,5$ МПа (125 кгс/см²).

Рабочий объем насоса

$$q = \frac{Q_T}{n} = \frac{0,4}{25} = 0,016 \text{ л/об} = 16000 \text{ мм}^3/\text{об}$$

Учитывая, что $q = 2\pi b m^2 (z+1)$, находим модуль зацепления

$$m = \sqrt{\frac{q}{2\pi b (z+1)}}$$

Приняв $z = 9$ и $b = 4$, находим

$$m = \sqrt{\frac{16000}{2\pi \cdot 4 (9+1)}} \approx 8 \text{ мм.}$$

Ширина шестерен $b = 4$ мм, $m = 8$ мм. В соответствии с этим получим: диаметр начальной окружности шестерен (принимаям некоррегированный зуб с углом зацепления 20°)

$$d_H = 8 \cdot 9 = 72 \text{ мм;}$$

шаг на начальной окружности

$$t_H = \frac{3,14 d_H}{9} = \frac{3,14 \cdot 72}{9} = 25,12 \text{ мм.};$$

номинальный расчетный момент на валу насоса

$$M = \frac{q P_H}{2\pi} = \frac{16 \cdot 125}{6,28} = 3,2 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

расчетная мощность

$$N_T = 2\pi b n m (d_H + m) \Delta p = \frac{10 Q_T P_H}{75} = 4,9 \text{ кВт.}$$

Принимая $\zeta_{\text{мех}} = 0,85$, получим:

приводный момент

$$M_{\text{пр}} = \frac{M}{\zeta_{\text{мех}}} = \frac{3,2}{0,85} = 3,76 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

приводная мощность на валу насоса

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_T}{\zeta_{\text{мех}}} = 5,76 \text{ кВт.}$$

Принимая объемный КПД равным 0,9, определим расчетную подачу насоса

$$Q_p = Q_T \zeta_{\text{об}} = 0,4 \cdot 0,9 = 0,36 \text{ л/с.}$$

Ряд конструктивных мероприятий, направленных на совершенствование насоса, был рассмотрен выше.

Расчет деталей насоса на прочность производится в соответствии с правилами, изложенными в курсе "Детали машин".

ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Корпуса авиационных насосов обычно отливаются из магниевых сплавов МЛ2, МЛ5 или сплавов алюминия АЛ5, АЛ9. Применяются также чугуны марок СЧ18-36, СЧ35-52.

Шестерни и валы изготавливаются из легированных сталей 40ХН, 18ХГТ, 12ХНЗА, 38ХМСА с последующей цементацией или азотированием.

Подшипники скольжения, подпятники и уплотняющие втулки выполняются из оловянно-свинцовистых бронз Бр ОС5-25, Бр ОС10-10.

При выборе материалов для изготовления деталей насоса необходимо учитывать их температурное расширение, которое при неправильном выборе может привести к заеданию шестерен или к образованию недопустимых зазоров в соединениях.

При изготовлении корпусов необходимо соблюдать следующие условия:

расстояние между осями колодцев под подшипники и шестерни должно быть выдержано с точностью $\pm 0,01$ мм;

неперпендикулярность осей колодцев под шестерни к торцам разъема корпуса допускается не более $0,01-0,015$ мм на длине по радиусу, равному 100 мм;

непараллельность осей колодцев под шестерни не должна превышать на глубине колодцев $0,01$ мм;

отклонение от цилиндричности расточек колодцев под шестерни допускается не более $0,01$ мм;

колодцы под шестерни выполняются по системе отверстия.

При изготовлении шестерен предъявляются следующие требования: эксцентричность расположения начальной окружности и окружности головок не должна быть больше $0,02-0,03$ мм;

непараллельность торцов шестерен должна быть не более $0,005-0,01$ мм;

неперпендикулярность торцевых поверхностей к осям шестерен должна быть в пределах $0,01-0,02$ мм на расстоянии в радиальном направлении, равном 50 мм;

непараллельность торцов шестерен допускается не более $0,005-0,01$, а плоскостность торцов шестерен должна быть в пределах $0,01-0,015$ мм;

конусность и овальность шестерен по внешнему диаметру не должна превышать $0,01$ мм;

несоосность поверхности посадочного отверстия под вал и внешнего диаметра шестерни не должна быть более $0,015-0,02$ мм.

При изготовлении валов нужно учитывать:

отклонение от цилиндричности вала не должно превышать $0,005$ мм; биение выходного конца приводного вала относительно опорных шеек не должно быть более $0,02-0,04$ мм.

В случае выполнения шестерен заодно с валами должна быть выдержана соосность опорных шеек с наружной поверхностью зубчатого венца в пределах $0,01-0,015$ мм. Допустимое отклонение от соосности опорных шеек и поверхности приводного вала не должно превышать $0,015-0,02$ мм.

Характеристики насоса и его ресурс в значительной мере опре-

деляются соблюдением технологии, профессиональным мастерством изготовителей и культурой производства.

БЛОК НАСОСОВ ДВИГАТЕЛЯ Д-36
(АГРЕГАТ 934)

Блок насосов является агрегатом системы топливопитания двигателя, работа которой обеспечивается блоком насосов совместно с регулятором и электронной системой управления (ЭСУ). Блок насосов состоит из подкачивающего и основного насоса, а также узлов управления и ограничений.

- Блок насосов обеспечивает:
- подачу топлива к регулятору;
 - подачу топлива на пусковые форсунки двигателя;
 - управление перепуском топлива по команде от топливного регулятора;
 - резкое снижение давления топлива за основным насосом по электрической команде;
 - ограничение перепада давления на дозирующей игле топливного регулятора.

О с н о в н ы е т е х н и ч е с к и е д а н н ы е

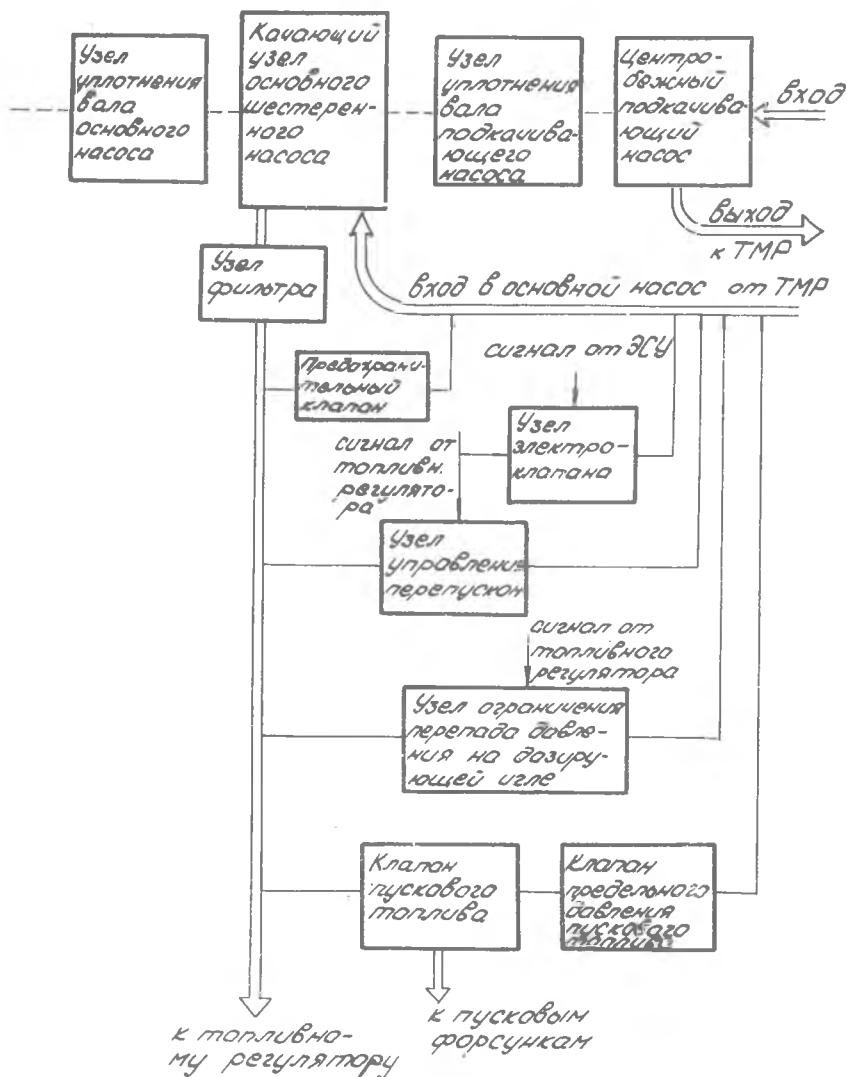
Привод от ротора ВД с передаточным отношением	0,349
Рабочая жидкость	керосин Т-1 или ТС-1
Частота вращения приводного вала	5000 об/мин
Давление топлива на входе в подкачивающий насос	0,4-1,5 кгс/см ²
Максимальное давление топлива на выходе из подкачивающего насоса	3,6 кгс/см ²
Степень фильтрации топлива на входе в основной насос	12-16 мкм
Давление на выходе из основного насоса...	не более 125 кгс/см ²
Производительность основного насоса.....	3600 л/ч
Расход пускового топлива.....	2,5 л/ч
Давление пускового топлива.....	3,5 кгс/см ²
Температура топлива:	
на входе в подкачивающий насос.....	(-50...+60) ⁰ С

на входе в основной насос	(-50...+85°)С
на выходе из основного насоса	не более 40°С
Дренажные утечки	не более 0,15 см ³ /мин
Высотность	12000 м
Масса блока насосов	не более 12,5 кг

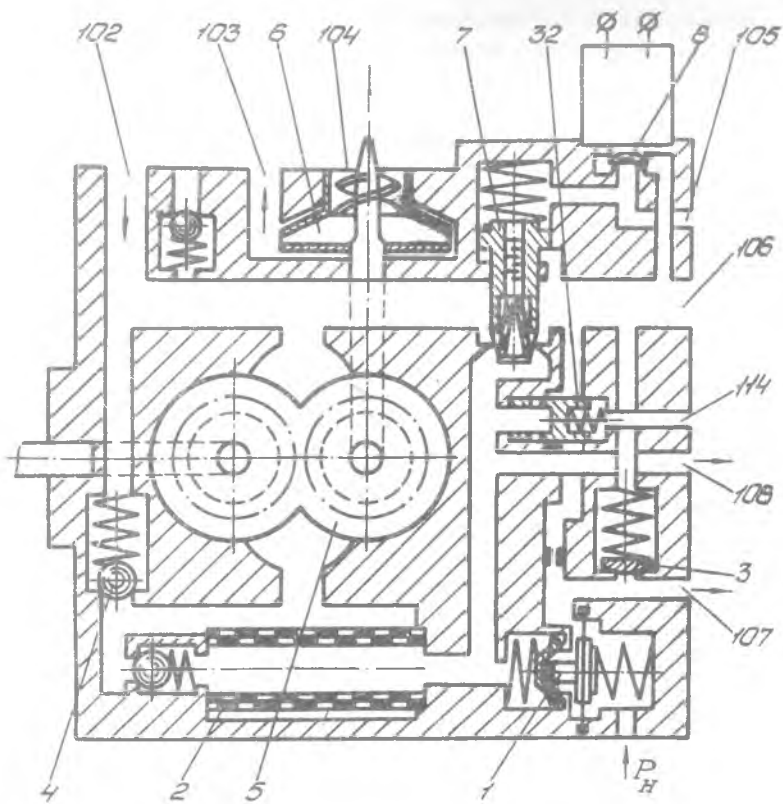
Поузловая структурная схема агрегата приведена на рис. 6. Соответствующая ей принципиальная схема показана на рис. 7. Номера позиций узлов и штуцеров в описании конструкции и работы блока насосов указываются в соответствии с принципиальной схемой. Номера штуцеров, соответствующие принципиальной схеме, нанесены на деталях и корпусе блока насосов.

Подкачивающий насос 6 (см. рис. 7) предназначен для повышения объемного КПД основного шестеренного насоса. Он способствует тому, чтобы удержаться на "верху" кавитационной характеристики шестеренного насоса и, в частности, на "верху" высотной характеристики. Конструкция откачивающего насоса показана на рис. 8. Подкачивающий насос включает в себя осевой и центробежный насосы, выполненные единым неразборным узлом 10. Топливо поступает на вход осевого насоса и с выхода его на вход центробежного насоса. Из центробежного насоса топливо через ТМР подается на вход в основной насос. Привод откачивающего насоса осуществляется через рессору 29 от основного насоса. В подшипниковом узле откачивающего насоса установлено уплотнение для предотвращения перетечек топлива из сливной полости основного насоса на вход откачивающего. Это уплотнение необходимо для обеспечения замера датчиком расхода двигателя фактического расхода топлива через форсунки.

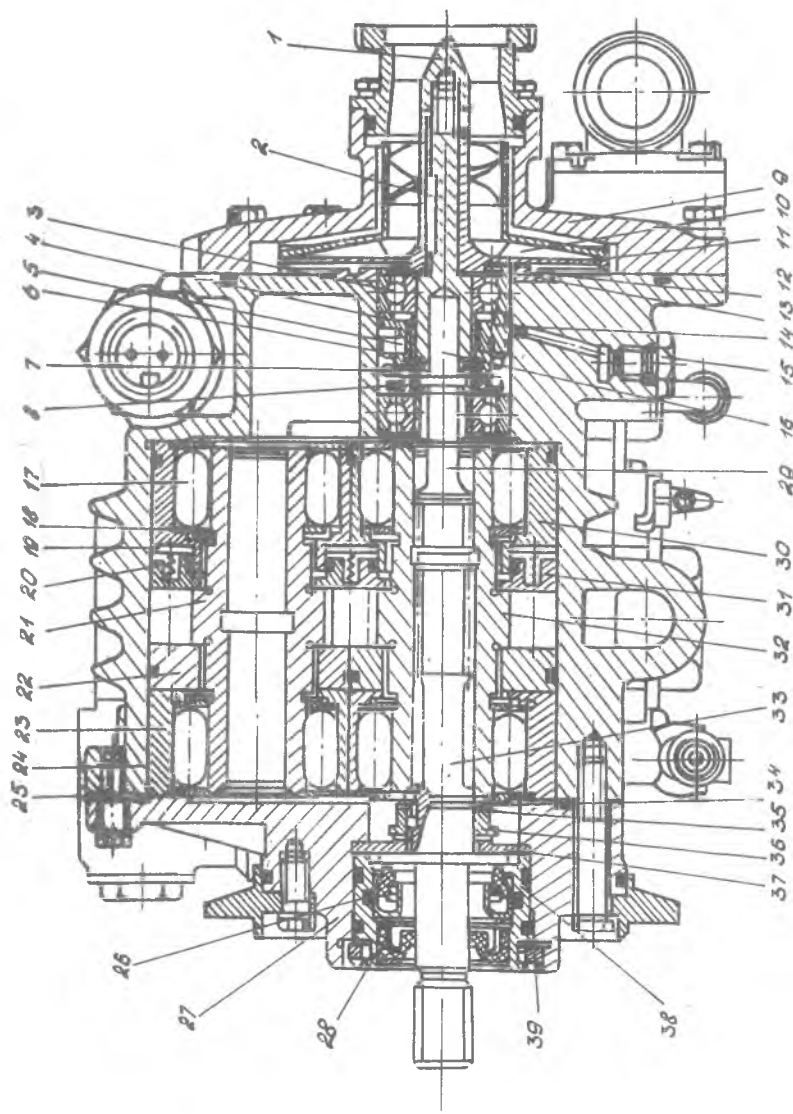
Основной насос 5 (см. рис. 7) предназначен для подачи топлива под определенным давлением, необходимым для работы двигателя и узлов топливного регулятора. Конструкция насоса представлена на рис. 8. Основной насос шестеренного типа на подшипниках качения с гидравлической компенсацией торцевого зазора в подшипниках приводится во вращение через рессору 33 от коробки приводов двигателя. Дренажная полость основного насоса разделена с коробкой приводов манжетой 28 и со сливной полостью основного насоса - тор-



Р и с. 6. Поузловая структура блока насосов



Р и с. 7. Принципиальная схема блока насосов: 1 - клапан пускового топлива; 2 - фильтр тонкой очистки топлива; 3 - клапан предельного давления пускового топлива; 4 - клапан предельного давления топлива в системе; 5 - основной насос; 6 - подкачивающий насос; 7 - перепускной клапан регулятора перепада давления; 8 - клапан останова двигателя по электрической команде; 32 - клапан предельного перепада на дозирующей игле; 102 - штуцер входа в основной насос; 103 - штуцер выхода на ТМА; 104 - фланец входа в центробежный насос; 105 - штуцер управляемой полости клапана перепускного РЦД; 106 - штуцер слива топлива из регулятора; 107 - штуцер выхода пускового топлива; 108 - штуцер выхода топлива на регулятор; 114 - штуцер подвода топлива из-за дозирующей иглы регулятора

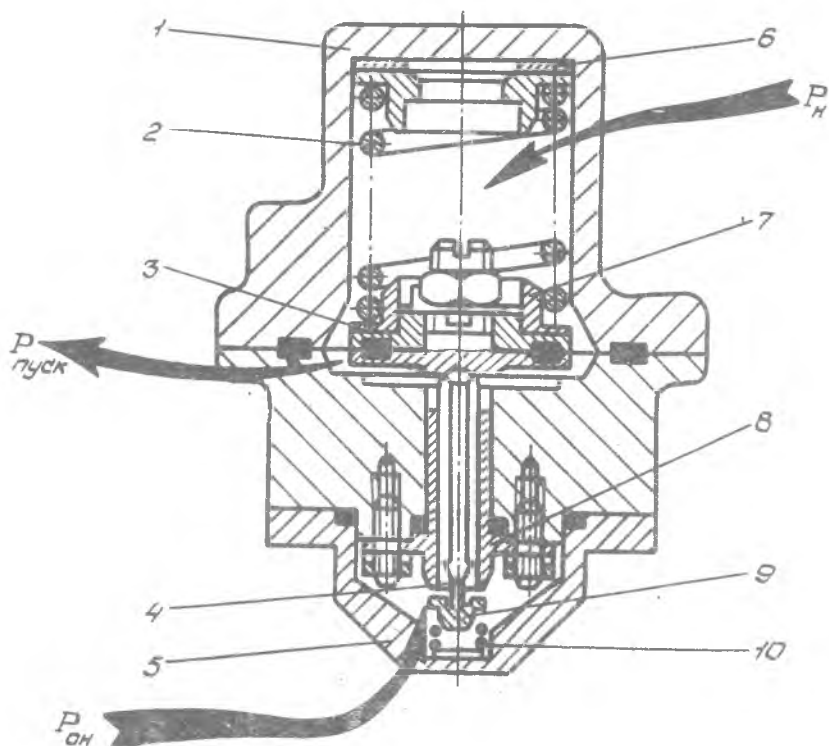


Р и с. 8. Подкачивающий и основной насосы: 1, 39-гайки; 2-шпонка; 3-пошлипник; 4, 6, 14, 36, 38-втулки; 5, 34, 37-кольца; 7, 20-пружины; 8-опора пружины; 9-крышка; 10-подкачивающий насос; 11, 13-регулирующие шайбы; 12-пластинка; 15-заглушка; 16-валик; 17-ролик; 18-сепаратор; 19-сухарик; 21-ведомая шестерня; 22-неподвижный подшипник; 23-ободья; 24-корпус; 25, 35-шайбы; 26-торцевое уплотнение; 27-фланец; 28-монжета; 29, 33-ресоры; 30-стакан; 31-неподвижный подшипник; 32-ведущая шестерня

цевым уплотнением 26. На цапфах шестерен 21, 32 установлены роликовые подшипники, а торцы зубьев шестерен уплотняются неподвижными 22 и подвижными 31 подпятниками. Подвижные подпятники с определенным усилием прижимаются к торцам зубьев шестерен пружинами 20. Гидравлическая компенсация торцевого зазора в подпятниках, цель которой исключить раскрытие подвижных подпятников давлением нагнетания, осуществляется подводом соответствующих давлений топлива из зон нагнетания с тыльной стороны подвижных подпятников в полость, разделенную на секторы сухариками 19. Непосредственно на выходе качающего узла шестеренного насоса установлен фильтр. Его фильтроэлемент содержит перепускной шариковый клапан, который обеспечивает поступление топлива в регулятор, минуя фильтроэлемент в случае сильного засорения последнего. Это предотвращает внезапную остановку двигателя. В середине фильтроэлемента установлено магнитное кольцо, способствующее локализации продуктов износа шестерен, а также диагностике их состояния.

Клапан пускового топлива предназначен для подачи топлива на пусковые форсунки. Конструкция клапана представлена на рис. 9. С одной стороны на мембрану 3 действуют давление окружающей среды P_n и усилие пружины 2, с другой — давление пускового топлива. Под действием приложенных сил мембрана находится в равновесном положении, пропуская в зазор между клапаном 9 и направляющей 8 через пазы в штоке 4 топливо в количестве, необходимом для поддержания заданного давления на пусковых форсунках. Изменение давления пускового топлива или давления окружающей среды вызывает нарушение равновесия мембраны и соответствующее изменение зазора между клапаном и направляющей. При этом изменяется количество топлива, поступающее от основного насоса, равновесие на мембране восстанавливается и обеспечивается заданная величина давления пускового топлива.

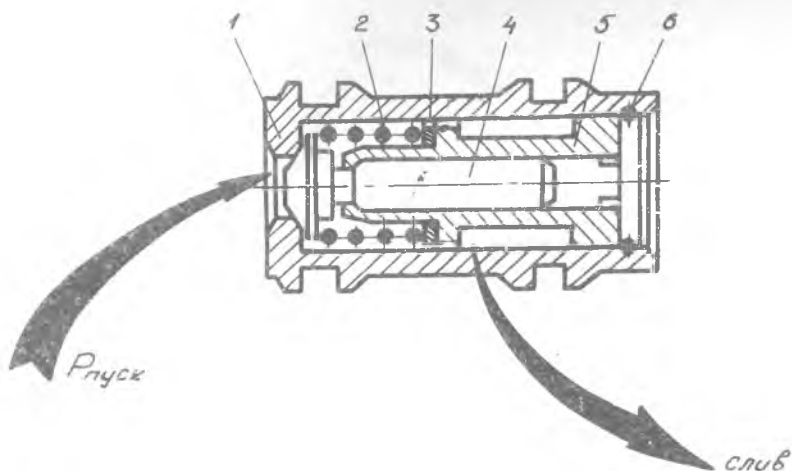
Клапан предельного давления пускового топлива 3 (см. принципиальную схему) предназначен для ограничения давления пускового топлива и предохранения мембраны клапана пускового топлива от разрушения. Конструкция клапана представлена на рис. 10. К клапану 4 грибовидного типа с одной стороны подводится давление пускового топлива, с другой — действует давление топлива в сливной полости основного насоса. При увеличении давления пускового топлива выше пре-



Р и с. 9. Клапан пускового топлива: 1 - крышка; 2 - пружина; 3 - мембрана; 4 - шток; 5 - крышка; 6 - шайба; 7 - опора пружины; 8 - направляющая; 9 - клапан; 10 - пружина

дельной величины, заданной усилием затяжки пружины 2, клапан открывается и перепускает топливо в сливную полость основного насоса.

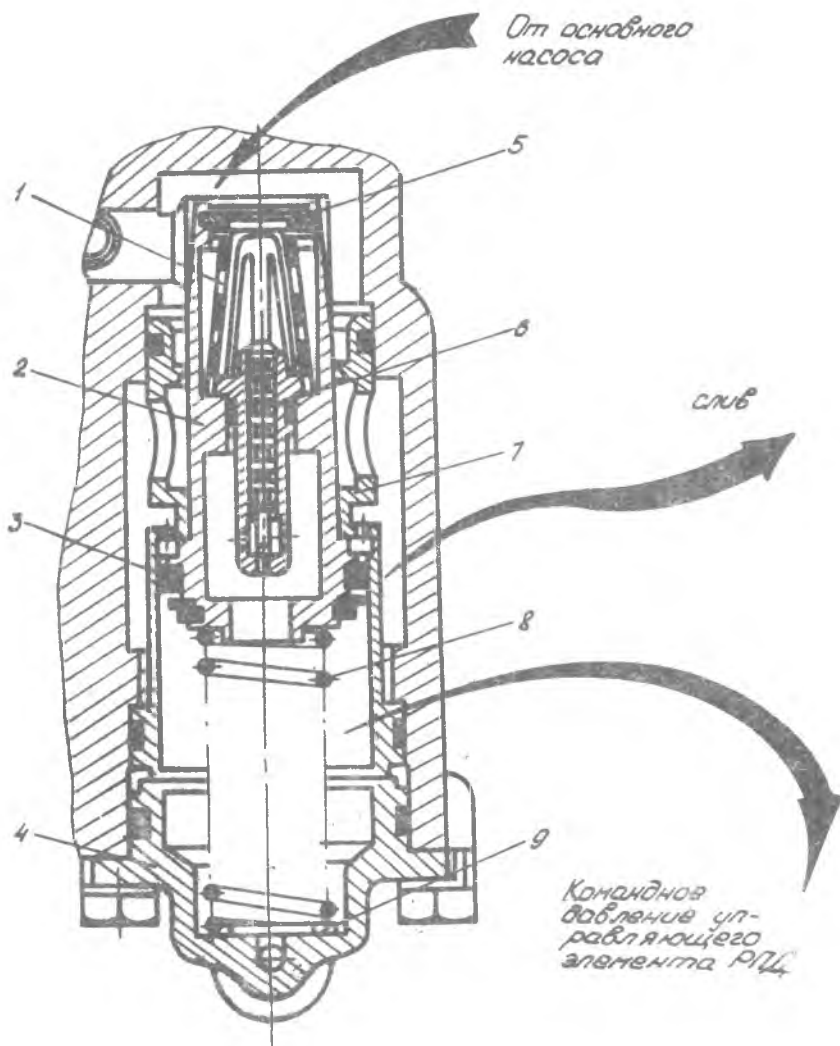
Перепускной клапан регулятора перепада давлений (РПД) 7 (см. рис. 7) предназначен для перепуска избыточного количества топлива с выхода на вход основного насоса по команде от РПД топливного регулятора и снижения давления топлива за основным насосом до величины, обеспечивающей закрытие запорного клапана в топливном регуляторе при



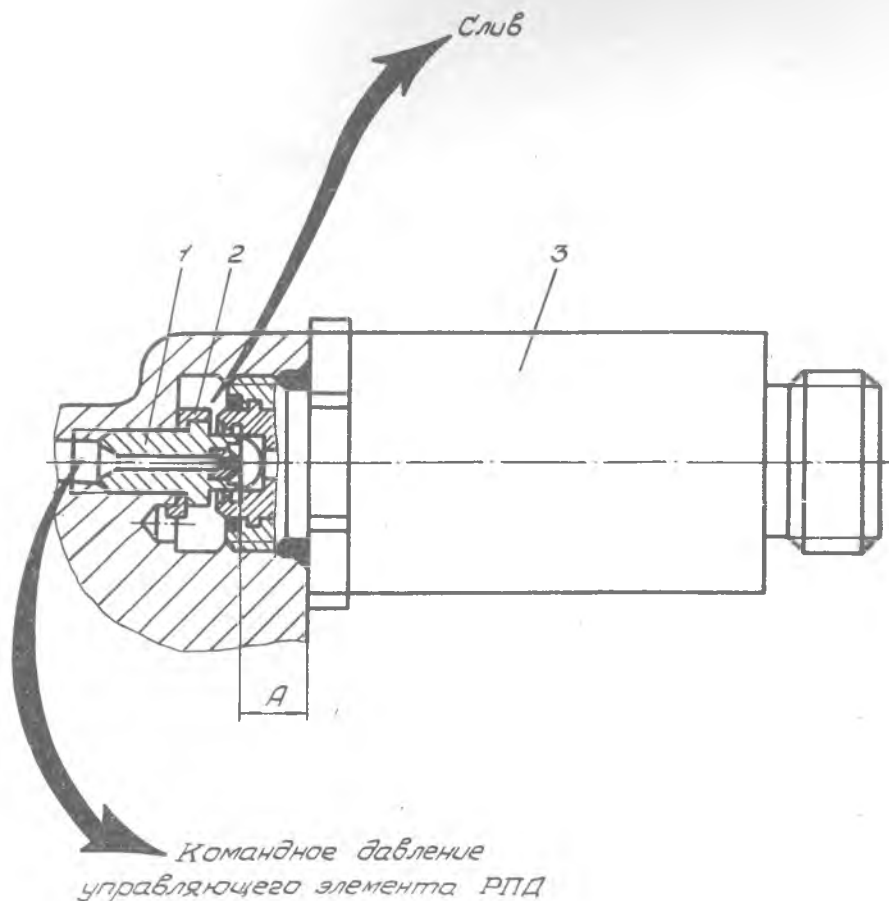
Р и с. 10. Клапан предельного давления пускового топлива:
 1 - корпус клапана; 2 - пружина; 3 - регулировочная шайба;
 4 - клапан; 5 - направляющая; 6 - стопорное кольцо

подаче электрического сигнала на клапан останов двигателя. Конструкция перепускного клапана РЦД представлена на рис. 11. На сервопоршень 2 со стороны манжеты 3 действует командное давление РЦД топливного регулятора и усилие затяжки пружины 8, с другой - давление на выходе из основного насоса. Под действием указанных сил сервопоршень перемещается во втулке 7 и изменяет дозирующее сечение, перепуская избыток топлива с выхода на вход основного насоса. Работа перепускного клапана РЦД при подаче электрического сигнала на клапан останов будет рассмотрена ниже.

Электромагнитный клапан 8 (см. рис. 7) остановки двигателя по электрической команде предназначен для резкого прекращения подачи топлива на форсунки двигателя. Его конструкция представлена на рис. 12. При подаче электрического сигнала на электромагнит 3 его якорь перемещается и открывает жиклер 1, через который управляемая тяга клапана перепускного РЦД сообщается со сливом. При этом сервопоршень клапана перепускного РЦД перемещается, открывая сечение, пропускаемое давлением топлива на выходе основного насоса.



Р и с. II. Перепускной клапан регулятора перепада:
 1 - фильтр; 2 - сервопоршень; 3 - манжета; 4 - крышка;
 5 - стопорное кольцо; 6 - дроссельный пакет;
 7 - втулка; 8 - пружина; 9 - шайба

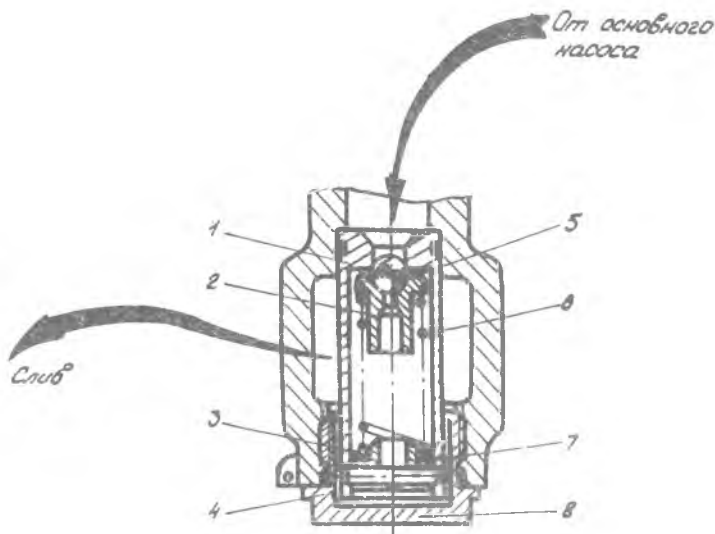


Р и с. 12. Клапан останова двигателя: 1 - жиклер; 2 - уплотнительно-контрольная шайба; 3 - электромагнит МКТ-20А

затяжкой пружины 8 (см. рис. II), снижает давление топлива на выходе из основного насоса до величины, обеспечивающей закрытие запорного клапана топливного регулятора.

Предохранительный клапан 4 (см. принципиальную схему) служит для ограничения давления топлива на выходе из основного насоса. Кон-

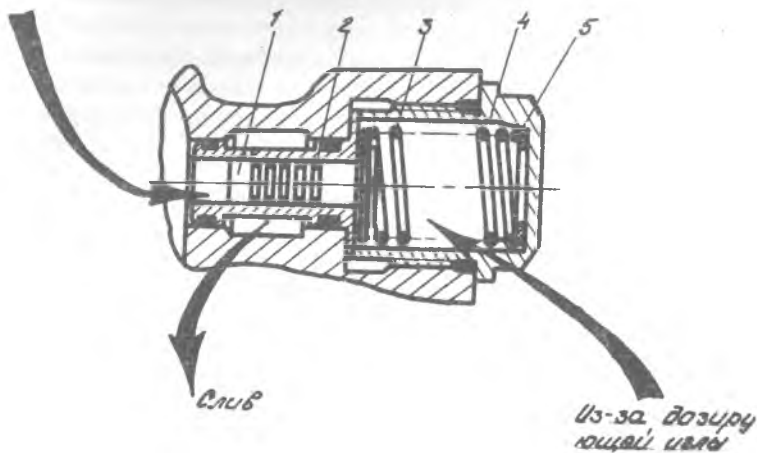
струкция клапана приведена на рис. 13. При увеличении давления топлива на выходе из основного насоса выше предельной величины, заданной усилием затяжки пружины 6, клапан открывается и перепускает топливо с выхода основного насоса на вход.



Р и с. 13. Предохранительный клапан: 1 - корпус клапана; 2 - опора; 3 - шайба; 4 - штифт; 5 - шарик; 6 - пружина; 7 - опора пружины; 8 - крышка

Клапан предельного перепада на дозирующей игле 32 (см. принципиальную схему) предназначен для ограничения перепада давлений топлива на дозирующей игле топливного регулятора. Конструкция клапана показана на рис. 14. С одной стороны к золотнику I подводится давление топлива с выхода основного насоса, с другой - давление топлива за дозирующей иглой топливного регулятора. При увеличении перепада давлений на дозирующей игле топливного регулятора выше предельной величины, заданной затяжкой пружины 3, золотник преодолевает усилие затяжки пружины и перемещается во втулке 2, открывая пазы, через которые топливо с выхода основного насоса перепускается на вход.

*из основного
насоса*



Р и с. 14. Клапан предельного перепада на дозирующей игле: 1 - золотник; 2 - втулка; 3 - пружина; 4 - крышка; 5 - регулировочная шайба

РАБОТА УЗЛОВ АГРЕГАТА

Подача топлива к регулятору. Топливо из самолетной системы (см. рис. 7) через штуцер IO4 поступает на вход в подкачивающий насос 6, в котором давление топлива повышается для обеспечения бескавитационной работы основного насоса 5. Из подкачивающего насоса через штуцер IO3 топливо поступает к топливомасляному радиатору (ТМР), где подогревается и очищается, а затем подается на вход в основной насос через штуцер IO2. Основной насос обеспечивает необходимый расход и давление топлива для подачи на форсунки двигателя и для работы узлов топливного регулятора. От основного насоса топливо, пройдя фильтр 2 тонкой очистки, поступает через штуцер IO8 к регулятору. Ограничение величины давления за основным насосом осуществляется клапаном предельного давления 4.

Подача топлива на пусковые форсунки. В начале запуска от автоматической панели запуска двигателя подается электрический сигнал на клапан останова двигателя 8, в результате чего перепускной клапан РЦД 7 снижает давление на выходе из основного насоса до величины, необходимой для запитки клапана I пускового топлива, но недостаточной для открытия запорного клапана топливного регулятора. При открытии электромагнитного клапана пускового топлива двигателя падает давление в топливной полости мембраны клапана I пускового топлива блока насосов.

Мембрана, перемещаясь под действием пружины, открывает через шток дозирующее сечение клапана и занимает равновесное положение, обеспечивая поддержание заданного постоянного давления топлива на пусковых форсунках двигателя. Ограничение заданной величины давления пускового топлива осуществляется клапаном предельного давления 3. Топливо на пусковые форсунки подается через штуцер I07. После отключения клапана 8 останова двигателя дозирование топлива на запуске осуществляется топливным регулятором. Поступление топлива на пусковые форсунки прекращается только после открытия запорного клапана топливного регулятора и поступления топлива в двигатель через основные форсунки. Клапан I пускового топлива закрывается под действием повышения давления в топливной полости мембраны при отключении электромагнитного клапана пускового топлива двигателя.

Управление перепуском топлива. Перепускной клапан 7 регулятора перепада давлений работает по гидравлической команде от РЦД топливного регулятора, изменяющего давление в управляемой полости в зависимости от потребного количества топлива для работы двигателя. Гидравлическая команда подводится к блоку насосов через штуцер I05.

Резкое снижение давления за основным насосом происходит при подаче электрического сигнала на клапан 8 останова двигателя, который соединяет управляющую полость сервопоршня перепускного клапана РЦД через жиклер со входом в основной насос. При этом клапан РЦД перемещается в положение максимального открытия, что обеспечивает снижение давления на выходе из основного насоса до величины, обеспечивающей закрытие запорного крана топливного регулятора.

Ограничение перепада давлений на дозирующей игле топливного регулятора осуществляется клапаном 32 предельного перепада на дозирующей игле перепуском части топлива с выхода на вход основного на-

сосо. Подвод давления топлива из-за дозирующей иглы топливного регулятора производится через штуцер II4.

Библиографический список

1. Ю д и н Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. М.: Машиностроение, 1964. 236 с.
2. Ч и н я е в И.А. Роторные насосы. М.: Машиностроение, 1969. 216 с.
3. Б а ш т а Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
4. Р а з д о л и н М.В., С у р н о в Д.Н. Агрегаты воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 352 с.
5. Б у р е н и н В.В., Д р о н о в В.П. Конструкции шестеренных насосов: Обзорная информация //Насосостроение. Сер. ХМ-4. М.: ЦИТИХИМНЕФТЕМАШ, 1982. 39 с.
6. ГОСТ 14057-68. Насосы шестеренные. Ряд основных параметров. Введ. 01.07.69. М., 1969.
7. ГОСТ 19027-89Е. Насосы шестеренные. Технические условия. Введ. 01.10.89. М., 1989.
8. Блок насосов 934. Руководство по технической эксплуатации 934РЭ. Омск, 1983.

СОДЕРЖАНИЕ

Общие сведения	3
Принцип действия, конструктивные схемы и основные параметры	4
Производительность насоса	6
Компрессия жидкости во впадинах шестерен	8
Оптимизация торцевых зазоров	9
Неравномерность подачи	11
Нагрев рабочей жидкости	12
Энергетические соотношения	13
Характеристики насоса	13
Проектирование насоса	15
Применяемые материалы и особенности технологии изготовления	16
Блок насосов двигателя Д-36 (агрегат 934) ...	18
Работа узлов агрегата	29
Библиографический список	31

**Конев Александр Георгиевич,
Гнмадиев Асгат Гатьятович**

ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ

**Редактор Т. К. Кретьнина
Техн. редактор Г. А. Усачева
Корректор Н. С. Куприянова**

Подписано в печать 16.12.91. Формат 60x84 1/16.
Бумага оберточная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,86. Усл. кр.-отт. 2,0. Уч.-изд. л. 1,9.
Тираж 200 экз. Заказ 5669. Цена 50 к.

**Самарский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С. П. Королева
443086 Самара, московское шоссе, 34**

**Типография им. В. П. Мяги Самарского полиграфического объединения
443099 Самара, ул. Венцека, 60**