

КАЗАНСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ

О.П. БУДАРОВА, А.В. БОЛДЫРЕВ

**РАБОЧИЕ СРЕДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ**



КАЗАНЬ
2019

УДК 621-82(075.8)

ББК 34.447.3я73

Б90

*Печатается по рекомендации
редакционно-издательского совета
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета*

*Рекомендовано Правлением Научно-производственного союза разработчиков
и производителей гидравлического оборудования в качестве учебника для
студентов направления «Технологические машины и оборудование» по профилю
«Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»*

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор
кафедры реактивных двигателей и энергетических установок
Казанского национального исследовательского технического
университета им. А.Н. Туполева-КАИ **Б.Г. Мингазов**;
доктор технических наук, профессор
кафедры высокоэнергетических процессов и агрегатов
Набережночелнинского института (филиала)
Казанского федерального (Приволжского) университета **В.В. Звездин**

Бударова О.П.

Б90 Рабочие среды гидравлических и пневматических систем: учебник /
О.П. Бударова, А.В. Болдырев; под ред. И.Х. Ибрафилова. – Казань:
Изд-во Казан. ун-та, 2019. – 254 с.: ил. 5б. – Библиогр. 22 назв.

ISBN 978-5-00130-181-3

В учебнике изложены сведения об основных физико-химических свойствах рабочих жидкостей и газов, применяемых в гидравлических и пневматических системах, о маркировке рабочих жидкостей в отечественной и зарубежной практике; рассматриваются основы химмотологического анализа гидросистем. Подробно рассмотрены физические основы старения масел и методы расчета срока их службы. Приводятся различные схемы блоков подготовки сжатого воздуха и принципиальные схемы смазочных систем пневмопривода. Присутствует справочная информация по рабочим жидкостям гидравлических систем.

Преназначен для студентов направления «Технологические машины и оборудование» по профилю «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

УДК 621-82(075.8)

ББК 34.447.3я73

ISBN 978-5-00130-181-3

© Бударова О.П., Болдырев А.В., 2019

© Издательство Казанского университета, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. РАБОЧИЕ СРЕДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ	7
1.1. Основные функции рабочих жидкостей гидравлических систем. Важнейшие показатели рабочих жидкостей. Их номенклатура.....	7
1.2. Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям гидравлических систем	13
1.3. Классификация рабочих жидкостей. Условные обозначения рабочих жидкостей по стандартам ISO и ЕС. Обозначения рабочих жидкостей в отечественной практике.....	16
1.4. Основные виды рабочих жидкостей гидравлических систем. Области их применения. Типовой состав рабочих жидкостей.....	24
1.5. Прогрессивные методы получения базовых масел.....	39
1.6. Присадки к базовым маслам. Их виды и свойства	41
1.7. Связь молекулярной структуры жидкостей с их физическими свойствами	47
1.8. Сжимаемость рабочих сред и их оценка.....	51
1.9. Плотность рабочей жидкости и ее связь с температурой	61
1.10. Вязкость рабочей жидкости	62
1.11. Поверхностное натяжение рабочей жидкости. Факторы, влияющие на поверхностное натяжение	79
1.12. Давление насыщенного пара. Испаряемость. Кипение	82
1.13. Растворимость газов в рабочих жидкостях. Кавитация. Пенообразование	86
1.14. Облитерация	93
1.15. Теплоемкость и теплопроводность рабочих жидкостей	93
1.16. Температуры застывания, вспышки, воспламенения, самовоспламенения и пожаровзрывобезопасность рабочих жидкостей	94
1.17. Кислотность масел. Стабильность против окисления.....	98
1.18. Смазывающие свойства масел	99
2. ХИММОТОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ.....	104
2.1. Основные задачи химмотологического анализа	104
2.2. Рабочий процесс гидропривода и его режимы.....	108
2.3. Температурный режим гидропривода.....	120
2.4. Механические воздействия на рабочую жидкость	124
2.5. Объемные потери в гидравлических системах. Их анализ и расчет.....	131
2.6. Зависимость энергетических потерь в гидроприводах от вязкости рабочей жидкости.....	141
2.7. Анализ совместимости рабочей жидкости с материалами гидравлических систем.....	144
2.8. Загрязнения рабочей жидкости и их влияние на работу гидравлических систем. Классы чистоты рабочих жидкостей.....	147

3. СТАРЕНИЕ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ В УСЛОВИЯХ ХРАНЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ	158
3.1. Старение масла в статических условиях.....	159
3.2. Старение масла в динамических условиях	177
3.3. Основы прогнозирования сроков эксплуатации рабочих жидкостей.....	189
4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЧИСТОТЫ ГИДРОПРИВОДА... 193	193
4.1. Нормы и требования к промышленной чистоте гидропривода.....	193
4.2. Общие положения по обеспечению промышленной чистоты гидропривода на этапах проектирования, производства и эксплуатации	195
4.3. Устройства для очистки рабочих жидкостей	202
5. РАБОЧИЕ СРЕДЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ..... 215	215
5.1. Основные свойства и характеристики газообразных рабочих сред.....	215
5.2. Источники и виды загрязнения воздуха. Влияние загрязнений рабочей среды на работу пневмосистем	221
5.3. Классы загрязненности сжатого воздуха. Требования, предъявляемые к чистоте сжатого воздуха для пневмосистем.....	223
5.4. Блок подготовки сжатого воздуха. Типовые схемы подготовки воздуха для пневмосистем нормального, высокого и низкого давления	226
5.5. Выбор устройств очистки сжатого воздуха для обеспечения требуемого класса чистоты.....	230
ЛИТЕРАТУРА.....	238
ПРИЛОЖЕНИЯ	240

ВВЕДЕНИЕ

Рабочие жидкости и газы являются необходимой составной частью гидравлического или пневматического привода, выполняя важнейшую функцию – роль рабочего тела. Именно рабочие жидкости и газы в значительной степени определяют возможные рабочие параметры, технический ресурс и показатели надежности приводов. Ошибки в выборе рабочих жидкостей и смазочных сред влекут за собой повышенное изнашивание гидравлического и пневматического оборудования, а в ряде случаев приводят к его преждевременным отказам. Кроме того, предприятия, использующие гидравлическое оборудование, несут серьезные экономические потери, связанные с утечками рабочей жидкости, которые могут возникать не только из-за изнашивания и старения уплотнений, но и по причине перегрева рабочей жидкости, вызванного ее загрязнением. Круг подлежащих решению вопросов, связанных с рациональным выбором и эксплуатацией рабочих жидкостей, чрезвычайно широк и требует комплексного рассмотрения сложных задач, находящихся на стыке, с одной стороны, машиноведения, гидравлики и экономики, с другой – трибологии, нефтехимии, теплотехники. Такой комплекс вопросов трудно решать как инженеру-механику, так и инженеру-нефтехимику с традиционной подготовкой. В связи с этим сравнительно недавно возникло новое научно-техническое направление – химмотология.

Химмотология – наука о свойствах, качестве и рациональном использовании топлив, смазочных материалов и специальных жидкостей, изучающая, в частности, с единых логических позиций процессы в элементах механизмов, контактирующих с рабочей жидкостью или со смазочной средой.

Слово «химмотология» образовано сокращением трех слов: химия (chemia – греч.); мотор (motor – лат.); логия (logos – греч. – наука).

Практика эксплуатации гидрофицированных машин и механизмов выявила целесообразность подготовки обслуживающего персонала в области химмотологии, поскольку квалифицированный выбор, грамотное техническое обслуживание и эксплуатация рабочей жидкости не только увеличивают срок ее службы, но и повышают технический ресурс гидроприводов. Очень важно рассматривать рабочие жидкости и смазочные материалы совместно с работой гидравлических и пневматических систем и их элементов.

Здесь рассмотрены процессы в элементах гидромашин и приведены принципиальные математические зависимости, описывающие эти процессы и существующие эмпирические формулы. Кроме того, более детально, чем обычно, рассмотрены физические свойства жидкостей в связи с возможностью оперировать ими при современных методах расчета гидросистем. Большое внимание уделено механизму старения рабочих жидкостей и его связи с молекулярной структурой последних.

При проектировании, техническом обслуживании и эксплуатации пневмосистем будет полезной информация о свойствах и загрязнениях газообразных рабочих сред, а также методах их кондиционирования.

В приложении приведены справочные материалы по рабочим жидкостям и различным смазкам.

1. РАБОЧИЕ СРЕДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

1.1. Основные функции рабочих жидкостей гидравлических систем. Важнейшие показатели рабочих жидкостей. Их номенклатура

Жидкость выполняет в гидросистеме важные и многосторонние функции. В гидроприводе и гидропередаче жидкость в основном выполняет функции *рабочего тела*, способного передавать энергию давления, поэтому ее называют рабочей жидкостью. Кроме того, рабочая жидкость является *смазочным и охлаждающим агентом пар трения*; средой, удаляющей из пар трения продукты изнашивания, т. е. *промывающей средой*; средой, обеспечивающей при длительной эксплуатации *защиту деталей от коррозии*. Также рабочая жидкость выполняет функции *демпфирования* колебаний, вызываемых механическими ударами, и *передачи сигналов* в средствах гидроавтоматики.

В других типах гидросистем жидкости выполняют также основную функцию, но не являются рабочим телом. В системах смазки их называют *маслами*, в системах охлаждения – *охлаждающими* или *смазочно-охлаждающими* (СОЖ) жидкостями, в гидроприводах тормозов – *тормозными* жидкостями. Комплекс физико-химических свойств рабочей жидкости должен наилучшим образом обеспечивать ее основную и дополнительные функции. В дальнейшем для краткости все типы жидкостей на нефтяной основе будем называть маслами.

Для обеспечения кинематических связей и хороших динамических свойств рабочее тело должно иметь большой *модуль объемной упругости* κ . Масла соответствуют этому требованию ($\kappa = 1,5 \dots 1,9$ ГПа). Значительно

хуже обстоит дело с некоторыми синтетическими жидкостями, для которых $\kappa = 0,6 \dots 1,5$ ГПа [1].

Энергоемкость рабочей жидкости определяется давлением, которое она может выдержать без разрушения ($\bar{E} = p$). Энергоемкость \bar{E} и мощность $N = pQ$ потока жидкости с расходом Q практически не ограничены в пределах существующих технических средств обеспечения высокого давления.

Вязкость масла является наиболее важным показателем, определяющим большинство эксплуатационных свойств (характер смазывания, трение, износ, утечки, пусковые характеристики), поэтому вязкость указывают в обозначении типа масла. Принято указывать в обозначении масла кинематический коэффициент вязкости ν в сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$) при температуре 40°C . Одновременно в отечественной практике используется также маркировка масел по вязкости при температуре 50°C .

Общей тенденцией развития номенклатуры должно быть ее сокращение за счет унификации однопородных сортов и разработки дублирующих сортов, обеспечивающих взаимозаменяемость ряда рабочих жидкостей. В настоящее время вследствие исторически сложившихся условий существует неоправданное множество сортов рабочих жидкостей. По уровню вязкости для гидравлических систем разного назначения достаточно иметь четыре группы масел: **маловязкие или легкие (группа 1.1)**, с вязкостью при 50°C

$\nu_{50} = 4 \dots 10$ сСт и вязкостью при -50°C $\nu_{-50} \leq 500$ сСт;

средневязкие – всесезонные (группа 1.2 А), $\nu_{50} = 10$ сСт и $\nu_{-50} \leq 1500$ сСт;

средневязкие или средние (группа 1.2), $\nu_{50} = 10 \dots 58$ сСт и $\nu_{-50} \leq 4000$ сСт;

вязкие или тяжелые (группа 1.3), $\nu_{50} = 25 \dots 58$ сСт. Кроме того, необходимы синтетические всесезонная и вязкая рабочие жидкости, а также негорючие эмульсии для гидросистем промышленных установок [1]. Условия эксплуатации рабочих жидкостей гидравлических систем различного назначения существенно различаются по температуре окружающей среды, продол-

жительности работы и хранения, режимам работы и нагрузкам в парах трения, по требованиям к надежности и взрывопожаробезопасности. Поэтому обычно выделяют следующие группы гидросистем: общепромышленного назначения; мобильных объектов; авиационной техники; энергетических и судовых установок. В соответствии с указанной классификацией по вязкости наиболее распространенные марки отечественных рабочих жидкостей приведены в табл.1.1.

За рубежом масла также классифицируются в зависимости от условий применения и вязкости. В табл.1.2 содержится перечень рабочих жидкостей по спецификациям США. Основные марки масел зарубежных фирм приведены в табл.1.3. Информация в таблицах 1.1 – 1.3 соответствует данным 1982 г.

Таблица 1.1

Отечественные рабочие жидкости

Вязкостная группа	Жидкости для гидросистем							
	общепромышленных		мобильных объектов		авиационной техники		энергетических и судовых установок	
	нефтяные	водосодержащие	нефтяные	синтетические	нефтяные	синтетические	нефтяные	синтетические
1.1	–	–	МГЕ-4А; РМ*; МГЗ	–	ЛЗ-МГ-2	–	МГЕ-4А	–
1.2А; 2.2А	Индустриальные (И-12А; И-20А; И-30А; И-40А; И-50А)	Эмульсии «масло в воде» (Э-2; Э-3; ВНИИНП-117)	МГЕ-10А; РМЦ*	–	АМГ-10; РМЦ*	7-50С-3; НГЖ-4	МГЕ-10А	–
1.2Б; 1.2; 2.2	Турбинные (Тп-22; Тп-30; Тп-46)	Эмульсии «вода в масле»	ВМГЗ; АУ; АУП; Р*	Водно- глицериновые типа ПГВ	–	–	АУ; АУП; Тп-22	Водно- глицериновые типа ПГВ
1.2; 2.2; 1.3; 2.3	Индустриальные (ИГП-18; ИГП-30; ИГП-38; ИГП-49)	Водно- глицериновые типа промгидрол	МГ-30; ЭШ	Б-3В	–	–	ГЖД-14С; Тп-30; Тп-46	Б-3В; ОМТИ; промгидрол

Примечание:

* Жидкости ограниченного применения

Рабочие жидкости по спецификациям США

Вязкостная группа	Индекс группы	Назначение, спецификация		Температура, °С		Вязкость ν_t , сСт
		Мобильные объекты	Летательные аппараты	застывания	вспышки	
Маловязкие	1.1	—	MIL-H-46004(ORD) MIL-H-81019(Wep)	-68	93 93	$\nu_{-54} = 300$, $\nu_{34} = 2,8$ $\nu_{-54} = 800$, $\nu_{54} = 5$
Средневязкие	1.2А	MIL-H-5606А	MIL-H-5606В	-70 -60	110 93	$\nu_{-54} = 2190$; $\nu_{-40} = 460$; $\nu_{38} = 14$ $\nu_{-54} = 3000$; $\nu_{-40} = 500$; $\nu_{54} = 10$
	1.2Б	—	MIL-H-27601А(USAF)	-54	182	$\nu_{-40} = 4000$; $\nu_{99} = 10$;
	1.2 1.2 1.2Б	MIL-H-13866В MIL-H-13919В MIL-F-17111(Nord)	—	-46 -45 —	99 107 107	$\nu_{-35} = 4400$, $\nu_{38} = 55$ $\nu_{-40} = 7500$, $\nu_{99} = 10$ $\nu_{-32} = 600$, $\nu_{99} = 10$

Марки масел зарубежных фирм

Давление ¹	Условия эксплуатации гидросистемы				Фирма
	Полевые (всесезонные)		В закрытых помещениях		
	Северные районы	Средняя Европа	Температура до +30°C	Температура выше +30 °C	
	$\nu_{50} = 16 \pm 4cSt$	$\nu_{50} = 25 \pm 4cSt$	$\nu_{50} = 36 \pm 4cSt$	$\nu_{50} = 49 \pm 5cSt$	
p_1	F. 1 OTE 35	F. 1 OTE 45	F. 1 OTE 55	F. 1 OTE 65	AGIP
p_2	F. 1 OSO 35	F. 1 OSO 45	F. 1 OSO 55	F. 1 OSO 75	
p_1	ARAL Oel GES	ARAL Oel GFU	ARAL Oel GeX	ARAL Oel GEY	ARAL
p_2	ARAL Oel TU 504	ARAL Oel TU 508	ARAL Oel TU 518	ARAL Oel TU 524	
p_1	BP Energol HL 65	BP Energol HL 80	BP Energol HL 100	BP Energol RC 125	BP
p_2	BP Energol HLP 65	BP Energol HLP 80 BP Energol SHF 80	BP Energol HLP 100 BP Energol SHF 100	BP Energol HLP 150	
p_1	CASTROL HYSPIN 55	CASTROL HYSPIN 80	CASTROL HYSPIN 100	CASTROL HYSPIN 140	Castrol
p_2	CASTROL HYSPIN AWS 22	CASTROL HYSPIN AWS 46	CASTROL HYSPIN AWS 68	CASTROL HYSPIN AWS 100	
p_1	ESSTIC 42	ESSTIC 45	ESSTIC 50	ESSTIC 55	Esso
p_2	NUTO H 40	NUTO H 44	NUTO H 54	HYDRAULIKOEL 49 EP	
p_1	Mobil D. T. E. Oil Light	Mobil D. T. E. Oil Medium	Mobil D. T. E. Oil Heavy Medium	Mobil D. T. E. Oil Heavy	Mobil
p_2	Mobil D. T. E. 24	Mobil D. T. E. 25	Mobil D. T. E. 26	Mobil D. T. E. 27	
p_1	Tellus Oel 123	Tellus Oel 127	Tellus Oel 133	Tellus Oel 137	Shell
p_2	Tellus Oel 923	Tellus Oel 927	Tellus Oel 933	Tellus Oel 937	
p_1	SUNVIS 911	SUNVIS 921	SUNVIS 931	SUNVIS 941	Sunoco
p_2	SUNVIS 811	SUNVIS 821	SUNVIS 831	SUNVIS 841	
p_1	Rando Oil A	Rando Oil B	Rando Oil C	Rando Oil EE	Texaco
p_2	Rando Oil HD A	Rando Oil HD B	Rando Oil HD C	Rando Oil HD EE	

Примечание: p_1 до 16 МПа, p_2 до 25 МПа при длительном режиме;

p_1 до 20 МПа, p_2 до 32 МПа при кратковременном режиме

1.2. Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям гидравлических систем

Рабочие жидкости гидравлических систем должны по возможности соответствовать таким требованиям как

- малая плотность;
- небольшая сжимаемость;
- наличие смазочной пленки при малой вязкости;
- хорошие смазочные, противоизносные и антикоррозионные свойства;
- малое изменение вязкости в широком диапазоне температур и давлений;
- химическая стабильность;
- хорошая теплопроводность;
- низкое давление насыщенного пара и высокая температура кипения;
- хорошая совместимость с материалами гидросистемы;
- слабая воспламеняемость;
- морозостойкость;
- водоотделительная способность;
- отсутствие пенообразования;
- эффективное воздухоотделение;
- нетоксичность;
- низкая стоимость.

Для объективной оценки качества рабочей жидкости и ее соответствия требованиям для гидропередач определенного класса проводят комплекс испытаний по стандартным методикам, входящим в состав соответствующих ГОСТ. При приемке каждой партии масла проводят испытания, предусмотренные техническими условиями на данное масло. Обычно они обязательно включают определение кинематического коэффициента вязкости ν по ГОСТ 33-66, температуры вспышки $t_{всп}$ по ГОСТ 4333-48, температуры застывания t_3 по ГОСТ 20287-74, кислотного числа K_{OH} в мг КОН/г по ГОСТ 5985-79 или 11362-76, содержания воды по ГОСТ 2477-65, содержания

механических примесей по ГОСТ 6370-59 или 10577-78, стабильность против окисления по ГОСТ 981-75, коррозионного воздействия на металлы по ГОСТ 2917-76, изменения массы стандартной резины по ГОСТ 9.030-74 [1].

Более широкий объем испытаний проводят, например, при разработке новых сортов масел. Такие испытания регламентированы ГОСТ 4.24-71 и отраслевыми стандартами на квалификационные испытания рабочих жидкостей. Установлено, что различные по рецептурному составу, но идентичные по физико-химическим и трибологическим свойствам масла можно применять в данной отрасли техники без проведения полного объема эксплуатационных испытаний, обычно очень длительных и дорогостоящих. Масло, выдержавшее испытания по комплексу методов, допускают для проведения испытаний в гидросистемах. Такие испытания подразделяются на лабораторно-стендовые и заводские стендовые. В особо ответственных случаях проводят эксплуатационные испытания и испытания по прогнозированию и подтверждению гарантированных сроков смены масла. За рубежом также принято, что результаты квалификационных испытаний и сумма физико-химических свойств масел могут позволить отказаться от нормирования его состава [1]. Например, спецификацией MIL-L-7808 предусмотрена оценка 12 показателей, включая 100-часовые испытания на объекте и испытание на совместимость с другими маслами по данной спецификации.

Обычно при испытании рабочих жидкостей определяют следующие показатели качества:

– вязкость ν по ГОСТ 33-66 через установленные в пределах диапазона рабочих температур интервалы и стабильность вязкости при механических воздействиях на масло на ультразвуковой установке в течение 30–60 или 120 минут;

– стабильность против окисления по ГОСТ 981-75 продувкой через образец кислорода в течение 14 – 30 ч или воздуха в течение 120 – 168 ч; образец контактирует при этом с пластинками из меди и стали, по которым

оценивают коррозионные свойства масла, затем определяют кислотное число КОН, наличие осадка и вязкость при различных температурах;

- горючесть, температуру самовоспламенения, испаряемость, пенообразование;

- антикоррозионные свойства по ГОСТ 19199-73, коррозию в обводненном масле, защитные свойства в камере влажности;

- совместимость масла с резинами (изменение массы и объема резины при контакте с маслом по ГОСТ 9.030-74) и релаксационные свойства резины в среде масла (по ГОСТ 19276-73);

- смазывающие свойства (обычно на четырехшариковой машине по ГОСТ 9490-75) и противоизносные свойства масла.

Кроме того, проводят испытания на насосных установках для оценки основных функциональных свойств по сравнению с проверенным в эксплуатации маслом: а) по параметрам установки, б) по изменению показателей масла в течение ускоренных ресурсных испытаний. Функциональные свойства оценивают при работе установки типа простейшей гидropередачи «насос-гидромотор» в условиях нормальной, предельно низкой и предельно высокой температуры. Ускоренные ресурсные испытания проводят на установке с дросселированием масла 15 000 – 20 000 раз в течение 50 – 100 ч при повышенной температуре.

Сроки смены масла в гидросистемах прогнозируют на основании результатов химмотологического анализа, опыта эксплуатации аналогичных объектов, результатов ресурсных стендовых испытаний и, иногда, специальных ускоренных испытаний. В подтверждение намеченных гарантий проводят эксплуатационные испытания масла на объектах. Обычно для этой цели выделяют объекты, эксплуатируемые в характерных условиях. При этом в программу испытаний включают наблюдение за объектом в процессе эксплуатации и отбор проб масла для анализов [1].

1.3. Классификация рабочих жидкостей. Условные обозначения рабочих жидкостей по стандартам ISO и ЕС. Обозначения рабочих жидкостей в отечественной практике

В настоящее время рабочие жидкости делятся на две группы:

- группа 1 – с обычной воспламеняемостью (включает в себя рабочие жидкости на основе минеральных масел);
- группа 2 – с пониженной воспламеняемостью или огнестойкие (включает в себя водосодержащие и синтетические рабочие жидкости).

С целью установления единых принципов стандартизации, а также для облегчения международного сотрудничества в области науки и техники международной организацией по стандартизации ISO, а также Европейским Экономическим Сообществом (ЕЭС) разработаны стандарты на условные обозначения рабочих жидкостей. Группа 1 имеет условные обозначения по стандарту ISO, а группа 2 обозначается по классификации ЕЭС.

Условное обозначение рабочих жидкостей для обеих групп состоит из буквы Н и дополнительного буквенного кода для указания на добавляемые вещества:

Группа 1

- НН – неингибированные очищенные минеральные масла;
- НL – масла с антиокислительными и антифрикционными свойствами;
- НР – масла НL с присадками, улучшающими вязкостно-температурные свойства;
- НМ – масла НL с улучшенными противоизносными свойствами;
- НV – масла НМ с присадками, улучшающими индекс вязкости;
- НG – масла НМ с противозадирными свойствами;
- НС – синтетические жидкости, не обладающие особыми огнестойкими свойствами.

Группа 2

- НF – символ для обозначения группы огнестойких рабочих жидкостей;

НФА – эмульсия типа «масло в воде» или водные растворы с концентрацией компонентов до 20%;

НФАЕ – эмульсия типа «масло в воде» с содержанием воды > 80%;

НФАС – растворы жидких концентратов в воде;

НФВ – эмульсия типа «вода в масле», содержащая воду $\leq 40\%$ по объему;

НФС – растворы полимеров в воде (воды $\geq 35\%$);

НФД – жидкости, не содержащие воду;

НФДР – основной компонент – сложные эфиры фосфорной кислоты;

НФДС – галогеносодержащие соединения;

НФДТ – смесь НФД (R + S);

НФИУ – другие безводные жидкости (не НФДР, НФДС, НФДТ).

К обозначению рабочих жидкостей, сохраняющих хорошую стабильность при низких температурах, добавляется обозначение LT.

Согласно системе ISO 3448, различают следующие классы вязкости жидкости: **1; 10; 15; 22; 32; 46; 68; 100; 150**. Класс вязкости отражает среднее значение вязкости в сСт при 40°С. Обычно ширина зоны вязкости равна $\pm 10\%$ от средней.

Примеры обозначения рабочих жидкостей:

НФА1 – жидкость НФА эмульсионного типа с классом вязкости 1.

НФАС1 – жидкость НФАС типа раствора с классом вязкости 1.

НФBLT68 – жидкость НФВ типа «вода в масле» с $\nu_{40} = 68$ сСт, пригодная для пониженных температур.

Авиационное масло АМГ-10 – HRLT10.

Горношахтное масло ОЭРЖ-М (Гидроэм-2) – HMLT.

Рабочая жидкость для гидроприводов литейного производства «Пром-гидрол» – HFS [2].

В СССР в связи с необходимостью улучшения качества, унификации и расширения производства промышленных масел для промышленного оборудования был разработан ГОСТ 17479.4 – 87. Индустриальные масла, пред-

назначенные для смазывания различного промышленного оборудования (станки, прессы, прокатные и волочильные станы, машины и оборудование, в которых используются редукторы, подшипники и другие элементы различных конструкций, а также **гидравлические системы**), выделены в самостоятельную группу. Эти масла, в отличие от моторных, трансмиссионных и других масел специального назначения обозначаются прописной буквой «И».

Обозначение промышленных масел представляет собой определенный индекс, состоящий из группы знаков, разделенных между собой дефисом: первый знак – прописная буква «И»; второй знак – тоже прописная буква, которая определяет принадлежность масла к определенной группе по назначению (Л, Г, Н и Т); третий – прописная буква, определяющая принадлежность масла к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А, В, С, Д и Е); четвертый знак или знаки – цифры, соответствующие данному классу вязкости.

В зависимости от назначения промышленные масла делят на четыре группы – Л, Г, Н и Т:

Л – легконагруженные узлы (шпиндели, подшипники и сопряженные с ними соединения;

Г – гидравлические системы;

Н – направляющие скольжения;

Т – тяжелонагруженные узлы (зубчатые и другие передачи, подшипники и сопряженные с ними соединения).

По эксплуатационным свойствам промышленные масла делят на пять подгрупп – А, В, С, Д и Е (таблица 1.4).

В зависимости от значения кинематического коэффициента вязкости при 40°С промышленные масла делят на 18 классов (табл. 1.5).

Классификация масел по эксплуатационным свойствам и назначению

Подгруппа масла по эксплуатационным свойствам

Состав масла и особенности применения

- | | |
|---|--|
| А | Нефтяные масла без присадок для машин и механизмов промышленного оборудования, условия работы которых не предъявляют особых требований к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел |
| В | Нефтяные масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками для машин и механизмов промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным и антикоррозионным свойствам масел |
| С | Нефтяные масла с антиокислительными, с антикоррозионными и противоизносными присадками для машин и механизмов промышленного оборудования, где используются антифрикционные сплавы цветных металлов, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, антикоррозионным и противоизносным свойствам масел |
| Д | Нефтяные масла с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками для машин и механизмов промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, антикоррозионным, противоизносным и противозадирным свойствам масел |
| Е | Нефтяные масла типа Е с противоскачковыми присадками для машин и механизмов промышленного оборудования, условия работы которых предъявляют повышенные требования к антиокислительным, адгезионным, противоизносным, противозадирным и противоскачковым свойствам масел |

Классы вязкости масел (по ГОСТ 17479.4 – 87)

Класс вязкости	Кинематический коэффициент вязкости при		Класс вязкости	Кинематический коэффициент вязкости при	
	40 ⁰ С, мм ² с			40 ⁰ С, мм ² с	
2	1,9 – 2,5		68	61,0 – 75,0	
3	3,0 – 3,5		100	90,0 – 110,0	
5	4,0 – 5,0		150	135 – 165	
7	6,0 – 8,0		220	198 – 242	
10	9,0 – 11,0		320	288 – 352	
15	13, – 17,0		460	414 – 506	
22	19,0 – 25,0		680	612 – 748	
32	29,0 – 35,0		1000	900 – 1100	
46	41, – 51,0		1500	1350 – 1650	

Примеры обозначения промышленных масел по ГОСТ 17479.4-87:

И-Л-С-32 – промышленное масло для легконагруженных узлов с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками для машин и механизмов промышленного оборудования, где используются антифрикционные сплавы цветных металлов, с кинематическим коэффициентом вязкости при 40⁰С от 29 до 35 сСт .

И-Г-С-46 – промышленное масло для гидравлических систем с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками для машин и механизмов промышленного оборудования, где используются антифрикционные сплавы цветных металлов, с повышенными требованиями к антиокислительным, антикоррозионным и противоизносным свойствам с классом вязкости 46 [3].

Наряду с условными обозначениями промышленных масел по ГОСТ 17479.4-87 в отечественной практике продолжают применяться ранее приня-

тые обозначения. В таблице 1.6 приведены условные обозначения промышленных масел по вышеуказанному стандарту и соответствующие им устаревшие обозначения.

Таблица 1.6

**Условные обозначения промышленных масел
в отечественной практике**

Обозначение промышленных масел по ГОСТ 17479.4-87

Обозначение масла по ГОСТ 17479.4-87	Ранее принятое обозначение	Обозначение масла по ГОСТ 17479.4- 87	Ранее принятое обозначение
И-Л-А-7	И-5А	И-Г-С-100	ИГП-72
И-Л-А-10	И-8А	И-Г-С-150	ИГП-91
И-Л-А-22	И-12А	И-Г-С-220	ИГП-114
И-Г-А-32	И-20А	И-Н-Е-68	ИНСп-40
И-Г-А-46	И-30А	И-Н-Е-100	ИНСп-65
И-Г-А-68	И-40А, И-50А	И-Н-Е-220	ИНСп-110
И-Л-С-3	ИГП-2	И-ГН-Е32	ИГНСп-20
И-Л-С-5	ИГП-4	И-ГН-Е-68	ИГНСп-40
И-Л-С-10	ИГП-6, ИГП-8	И-Т-С-320	ИГП-152, ИГП-182
И-Л-С-22	ИГП-14	И-Т-Д-68	ИРп-40, ИСП-40
И-Г-С-32	ИГП-18	И-Т-Д-100	ИРп-75, ИСП-65
И-Г-С-46	ИГП-30, ВНИИНП-403	И-Т-Д-220	ИРп-150, ИСП-110
И-Г-С-68	ИГП-38, ИГП-49, ВНИИНП - 406	И-Т-Д-460	ИТП-200
		И-Т-Д-680	ИТП-300

Ассортимент промышленных масел

Для смазывания промышленного оборудования в зависимости от условий работы применяют масла без присадок и с присадками. Масла одной серии отличаются по уровню вязкости и физико-химическим свойствам, но содержат **одну и ту же композицию присадок.**

Для смазывания шпинделей, подшипников и сопряженных с ними соединений легконагруженных высокоскоростных механизмов (шпиндельных узлов и зубчатых передач металлорежущих станков, текстильных и пря-

дильных машин, центрифуг, сепараторов, веретен и других) применяют следующие масла:

И-Л-А-7, И-Л-А-10, И-Л-А-22 и И-Г-А-32 (аналоги И-5А, И-8А, И-12А и И-20А) – без присадок;

И-Л-С-3, И-Л-С-5, И-Л-С-10 и И-Л-С-22 (аналоги ИГП-2, ИГП-4, ИГП-6, ИГП-8 и ИГП-14), содержащие противоизносную, антиокислительную и антикоррозионную присадки.

В качестве рабочих жидкостей гидравлических систем металлорежущих станков, автоматических линий, прессового и другого промышленного оборудования применяют масла:

И-Л-А-22, И-Г-А-32, И-Г-А-46, И-Г-А-68 и И-Г-А-100 (И-12А, И-20А, И-30А, И-40А и И-50А) без присадок; И-Г-С-32, И-Г-С-46, И-Г-С-68, И-Г-С-100 и И-Г-С-150 (ИГП-18, ИГП-30, ИГП-38, ИГП-49, ИГП-72 и ИГП-91), содержащие антифрикционную, противоизносную, антиокислительную, антикоррозионную и противопенную присадки;

ИГСп-18 и ИГСп-38, содержащие антифрикционную, противоизносную, противозадирную, антиокислительную, антикоррозионную и противопенную присадки, а ИГСп-38д – дополнительно и деэмульгирующую присадку.

Для смазывания горизонтальных, вертикальных и наклонных направляющих скольжения и качения подвижных узлов, пары винт-гайка, зубчатых и гидродинамических передач станочного оборудования применяют масла:

И-Г-А-32, И-Г-А-46, И-Г-А-68 и И-Г-А-100 (И-20А, И-30А, И-40А и И-50) без присадок;

И-Н-Е-68, И-Н-Е-100 и И-Н-Е-220 (ИНСп-40, ИНСп-65, ИНСп-110), содержащие противоскачковую, противозадирную, адгезионную, стабилизирующую и противопенную присадки.

Для смазывания направляющих скольжения и питания гидравлического привода в объединенных системах металлорежущих станков приме-

няют универсальные масла И-ГН-Е-32 и И-ГН-Е-68 (ИГНСп-20, ИГНСп-40), содержащие противоскачковую, антифрикционную, противоизносную, противозадирную, антиокислительную, депрессорную и противопенную присадки.

Для смазывания зубчатых, червячных и винтовых передач металлорежущих и деревообрабатывающих станков, молотов, прессов литейных и формовочных машин, лебедок, прокатных станов, мостовых кранов, конвейеров, лифтов, подъемников, вращающихся цементных печей, сепараторов, центрифуг, врубовых машин, угольных комбайнов, текстильных и прядильных машин и других применяют масла:

И-Л-А-22, И-Г-А-32, И-Г-А-46, И-Г-А-68, И-Г-А-100 (И-12А, И-30А, И-30А, И-40А и И-50А);

цилиндровые 11 и 24, цилиндрические 38 и 52, пары облегченные 13, 25 и 30, П-28, ПС-28, П-40 без присадок;

И-Г-С-100, И-Г-С-150, И-Г-С-220 и И-Г-С-320 (аналоги – ИГП-72, ИГП-91, ИГП-114, ИГП-152, ИГП-182), содержащие антифрикционную, противоизносную, противозадирную, антиокислительную, антикоррозионную присадки;

И-Т-Д-68, И-Т-Д-100, И-Т-Д-200 (аналоги – ИРп-40, ИРп-75, ИРп-85, ИРп-150), содержащие антифрикционную, противоизносную, противозадирную, антиокислительную, антикоррозионную и противопенную присадки;

И-Т-Д-460 и И-Т-Д-680 (аналоги – ИТП-200 и ИТП-300), содержащие антифрикционную, противоизносную, противозадирную, антиокислительную и антикоррозионную присадки;

И-100Р(с), содержащее противозадирную и депрессорную присадки.

Для подшипников прокатных станов, работающих в условиях гидродинамической смазки (ПЖТ), применяют масла без присадок только из малосернистых нефтей: турбинное Т-30, авиационные МС-14 и МС-20, трансмиссионное ТС-14,5, прокатное П-28.

Для смазывания цепей подвесных и напольных конвейеров, периодически проходящих через сушильные камеры при температуре 180 – 200°С,

применяют масла с присадками: ИЦп-20, содержащее дисульфид молибдена, адгезионную, депрессорную и антикоррозионную присадки, и ИЦп-40, содержащее противозадирную, антикоррозионную и адгезионную присадки.

1.4. Основные виды рабочих жидкостей гидравлических систем. Области их применения. Типовой состав рабочих жидкостей

В гидравлической системе рабочая жидкость выполняет следующие функции:

1. Рабочая жидкость является рабочим телом, так как она является носителем энергии в гидравлическом приводе. Энергия жидкости передается гидравлическому двигателю, заставляя его производить работу.

2. Рабочая жидкость является смазочной средой, обеспечивающей снижение трения в прецизионных парах.

3. Рабочая жидкость является теплоносителем, передающим теплоту от нагретых частей гидропривода холодным.

4. Рабочая жидкость является промывочной средой. В своем движении она уносит продукты изнашивания деталей и другие загрязнения.

5. Рабочая жидкость является средством консервации, защищающим от коррозии детали привода.

6. Рабочая жидкость является средством передачи сигналов в управляющей гидроаппаратуре.

7. Рабочая жидкость демпфирует колебания, вызванные механическими ударами.

Условия эксплуатации рабочей жидкости могут быть весьма сложными:

- широкий диапазон температур ($-60 \dots +90^{\circ}\text{C}$);
- высокие скорости потока при дросселировании – более 50 м/с;
- высокие давления, достигающие 32 МПа и выше;
- контакт рабочей жидкости с различными конструкционными материалами.

Перечисленные условия эксплуатации и функции повышают уровень требований, предъявляемых к рабочим жидкостям гидравлических систем.

Рабочие жидкости делят на две группы:

– **группа 1 – с обычной воспламеняемостью.** Это рабочие жидкости на минеральной (нефтяной) основе;

– **группа 2 – с пониженной воспламеняемостью или огнестойкие.** Это водосодержащие и синтетические рабочие жидкости.

Рабочие жидкости на нефтяной основе имеют сравнительно низкую верхнюю границу рабочего температурного диапазона и содержат антиокислительные и противокоррозионные присадки. Верхний температурный предел минеральных масел – от 80 до 90°С с кратковременным повышением температуры до 110...120°С.

Синтетические рабочие жидкости обладают высокотемпературными свойствами и обеспечивают пожаробезопасность при температурах до 350°С. Однако они сравнительно дороги, что ограничивает их применение. В гидросистемах используют следующие классы синтетических жидкостей:

- 1) диэфиры (сложные эфиры);
- 2) силоксаны (жидкости на основе кремнийорганических полимеров);
- 3) фосфаты (жидкости на основе сложных эфиров фосфорной кислоты);
- 4) водосодержащие (водно-гликолевые или водно-глицериновые);
- 5) фтор- и хлорорганические (галогеноуглеводородные).

Жидкости на основе диэфиров применяются в гидросистемах с особо высокими нагрузками на элементы в диапазоне рабочих температур от –30 до +180°С при условии тщательной проверки их совместимости с материалами гидросистемы. В среде диэфиров плохо работают рукава и уплотнения из нитрильных каучуков, электроизоляционные материалы, металлы, содержащие свинец, кадмиевые и цинковые покрытия.

Силоксаны и полисилоксаны имеют наиболее пологую вязкостно-температурную характеристику из всех рабочих жидкостей. Они отличаются большой сжимаемостью, зато имеют минимальное поверхностное натяжение. Последнее позволяет применять их в качестве противопенных присадок. Эти жидкости стойки к окислению и воздействию температур до 190°С, однако,

при длительном воздействии температуры 200⁰С, они разлагаются с образованием кремнезема, который является абразивом. Смазывающая способность группы 2 плохая, особенно по стали, поэтому силоксаны применяют только в смеси с диэфирами или нефтяными маслами.

Фосфаты имеют повышенную огнестойкость и хорошую смазывающую способность. Однако вязкостно-температурная характеристика у них хуже, чем у масел. Фосфаты склонны к гидролизу, поэтому их не стоит применять в гидросистемах с возможным обводнением. Многие фосфаты токсичны. Кроме того, у них повышенная склонность к пенообразованию, а также несовместимость с обычными материалами уплотнений и худшая, чем у масел, радиационная стойкость. При гидролизе фосфаты образуют фосфорнокислые соединения, способные реагировать со стеклообразными материалами, эмалями и металлами.

Водосодержащие жидкости группы 4 не воспламеняются при распылении их на пламя или на поверхность с температурой до 700⁰С. Другие жидкости обладают повышенной огнестойкостью, но являются горючими, т. е. могут воспламеняться при попадании на огонь или раскаленные предметы. **Полной негорючестью обладают только фторорганические жидкости, они же химически инертны, обладают термической стабильностью.**

Водно-гликолевые жидкости токсичны, поэтому чаще используют водно-глицериновые жидкости с присадками. Жидкости группы 4 обладают удовлетворительными вязкостно-температурными характеристиками, смазывающими и антикоррозионными свойствами.

Большим преимуществом водосодержащих жидкостей является их совместимость с материалами уплотнений на основе нитрильных каучуков. Кроме того, у них малая сжимаемость и самая большая теплоемкость. К недостаткам группы 4 можно отнести их электропроводность и возможную несовместимость с лакокрасочными покрытиями.

Водосодержащие жидкости негорючи до тех пор, пока воды в них содержится не менее 30% по массе, поэтому их применяют в герметизирован-

ных гидросистемах, обеспечивающих отсутствие потерь на испарение воды. Вследствие низкой температуры кипения воды давление насыщенных паров группы 4 высокое. Поэтому рекомендуется применять водосодержащие жидкости в диапазоне рабочих температур от 65 до 70 °С. При испарении воды возможно загорание глицерина или гликоля. В отечественной практике водно-гликолевые жидкости применяют только для систем охлаждения (**антифризы, тосолы**). Водно-глицериновую жидкость **ПГВ** применяют для гидросистем мобильных объектов и судовых гидроприводов в диапазоне рабочих температур от –30 до 65...70 °С. Она имеет характерный синий цвет. Результаты длительной эксплуатации ПГВ в гидроприводах без замены материалов были положительными. Однако предварительно необходим тщательный анализ совместимости ПГВ с материалами гидросистемы, особенно с лакокрасочными и гальваническими покрытиями. Потери воды на испарение (для относительно герметичных гидросистем 3...4% в год) восполняют добавкой дистиллированной или мягкой воды. При добавлении жесткой воды, а также при попадании в жидкость ПГВ смазочных материалов и масел возможно выделение осадков.

Для гидросистем промышленного назначения, эксплуатируемых в условиях возможной пожарной опасности, применяются водно-глицериновые жидкости **промгидрол** (марки П20, П20М1, М20М2, цвет – светло-желтый). Промгидрол отличается от жидкости ПГВ большим содержанием загущающей присадки. Температура самовоспламенения промгидрола 420 °С, что позволило применять его в гидросистеме доменной печи.

Фторорганические жидкости по химическому составу подразделяют на три основные группы:

фторхлоруглеродные – низкомолекулярные полимеры трихлорфторэтилена (в отечественной практике марки 11Ф, 12Ф, 13Ф, 14Ф; в США – кельэф, флуоролуб);

перфторуглероды, полученные фторированием нефтяных масел;

фторсодержащие эфиры и амины (например, в РФ – ПЭФ, БАФ, МФ; в США – фреон Е и крайтокс; в Италии – фомбалин) [1].

Итак, минеральные масла имеют ограниченный температурный диапазон применения. Кроме того, они пожароопасны. Эти недостатки в меньшей степени проявляются у синтетических рабочих жидкостей. Они имеют более пологую вязкостно-температурную характеристику, обладают большей огнестойкостью. К недостаткам синтетических жидкостей относятся высокая стоимость, плохие смазывающие свойства и необходимость перехода на специальные материалы для уплотнений.

Еще один вид рабочих жидкостей – **водосодержащие эмульсии**. Они имеют низкую стоимость, малую сжимаемость, более высокую теплоемкость и пожаростойкость. В гидроприводах кузнечнопрессовых машин используются эмульсии **«масло в воде»**, которые состоят из 2...5% эмульсола, содержащего минеральное масло, и 95...98% воды. Эмульсол находится в воде в дисперсной фазе. Недостатками таких жидкостей являются низкая смазывающая способность, высокая коррозионная активность и невозможность использования при отрицательных температурах. Более перспективна эмульсия **«вода в масле»**, содержание воды в которой около 40%. Она сочетает положительные свойства эмульсий «масло в воде» и минеральных масел. Однако пока водосодержащие рабочие жидкости широкого распространения не получили, так как переход на них приводит к увеличению примерно в 1,5 – 5 раз стоимости отдельных гидроустройств и увеличению потребляемой насосами мощности примерно в 1,5 раза. В настоящее время они применяются в таких гидросистемах, для которых вопросы пожаробезопасности особо важны, например, в шахтном и металлургическом оборудовании.

В последние годы ведутся интенсивные работы по использованию в гидроприводах экологически чистых рабочих жидкостей и, в первую очередь, **растительного происхождения**. Наиболее известно в этом плане **рапсовое масло**, которое по своим трибологическим характеристикам не только не уступает, но по некоторым параметрам, например, износу трущихся по-

верхностей, превосходит рабочие жидкости на нефтяной основе. Для борьбы со старением растительных масел к ним добавляют специальные противокислительные присадки. Вязкость растительных масел в значительно меньшей степени зависит от температуры, чем минеральных. Но для растительных масел недопустимо попадание воды, которая приводит их к распаду.

С экологической точки зрения также представляет интерес применение в качестве рабочей жидкости чистой воды. Несмотря на понятные недостатки воды для работы гидромашин и гидроустройств, которые при определенных затратах могут быть скомпенсированы конструктивными мероприятиями и выбором соответствующих материалов, положительные качества делают ее удобной рабочей жидкостью. Значительно уменьшаются гидравлические потери, появляется возможность во многих случаях отказаться от систем охлаждения рабочей жидкости. Меньший коэффициент объемного сжатия способствует повышению жесткости гидропривода. Фирмой Danfoss (Дания) разработана гидросистема «Несси», способная работать на чистой воде [4].

Гидросистемы общепромышленного назначения

Гидросистемы общепромышленного назначения (включая горные машины) работают в закрытых отапливаемых помещениях при температуре окружающей среды в пределах от 0 до +35⁰С. Это позволяет применять масла с повышенной вязкостью ($\nu_{50} = 20...40$ сСт) и теплостойкостью, что улучшает стабильность к окислению и смазочные свойства. **Гидросистемы должны работать без смены масла не менее 2 – 5 тыс. ч** при возможности периодического его пополнения.

В гидросистемах технологического оборудования машиностроительных предприятий при рабочих температурах до 60⁰С и небольших нагрузках в парах трения используют минеральные промышленные масла без присадок – И-12А, И-20А, И-30А, И-40А, И-50А.

В гидросистемах, работающих при рабочих температурах более 60⁰С при давлениях до 15...20 МПа, все еще применяются турбинные масла с ан-

тиоокислительной, противокоррозионной и противопенной присадками Тп-22, Тп-30, Тп-46, отличающиеся от масел типа ИГП несколько более высокими эксплуатационными свойствами и повышенным сроком службы, но имеющие большую стоимость.

Гидросистемы с тяжело нагруженными элементами, работающие при давлении 16...35 МПа, заправляются маслами серии ИГП с улучшенными противоизносными, антиокислительными, противопенными и антикоррозионными свойствами – ИГП-18, ИГП-30, ИГП-38, ИГП-49. В 2003 году появились улучшенные сорта аналогичных масел серии ИГС. Аналоги масел ИГП и ИГС за рубежом – масло Шелл-Телус 27 фирмы Шелл, масла фирм Эссо, Кастрол и др.

Технические характеристики масел для гидросистем общепромышленного назначения приведены в табл.1.7.

Таблица 1.7

**Технические характеристики масел для гидросистем
общепромышленного назначения**

М асло	Вязкость $\nu_{50}, \text{сСт}$	Температура, °С		Кислотное число	ГОСТ, ТУ
		вспышки	застывания		
И-12а	10 – 14	165	–30	0,05	ГОСТ 20799-75
И-20А	17 – 23	180	–15		
И-30А	28 – 33	190	–15		
И-40А	35 – 45	200	–15		
И-50А	47 – 55	200	–20		
Тп-22	20 – 23	186	–15	0,5	ГОСТ 9972-74
Тп-30	28 – 32	190	–10		
Тп-46	44 – 48	195	–10		
ИГП-18	16,5 – 20,5	170	–15	0,6 – 1	Ту 38-101413-73
ИГП-30	28 – 31	200	–15		
ИГП-38	35 – 40	210	–15		
ИГП-49	47 – 51	215	–15		

Гидросистемы самоходных и других мобильных машин

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах самоходных машин (строительно-дорожных, подъемно-транспортных, сельскохозяйственных,

лесозаготовительных, лесохозяйственных, мелиоративных, транспортных и других), не имеют единого принципа маркировки. Более того, масла одной марки, получаемые на разных нефтеперегонных заводах, не имеют строго одинаковых свойств [5].

В гидросистемах самоходных машин с шестеренными насосами широко используются моторные масла. По эксплуатационным свойствам масла делятся на шесть групп, которые отличаются одна от другой количеством и процентным содержанием присадок:

А (до 1%) – малофорсированные автомобильные двигатели;

Б (до 5%) – суперфорсированные карбюраторные и дизельные двигатели;

В (до 8%) – то же;

Г (до 11%) – высокофорсированные карбюраторные и дизельные двигатели;

Д (до 18%) – высокофорсированные теплонапряженные дизели с наддувом;

Е (до 22%) – малооборотные дизели, работающие на высокосернистом дизельном топливе.

Масла групп **Б**, **В** и **Г** делятся на две подгруппы: 1 – для карбюраторных, 2 – для дизельных двигателей. Например, М-10В₂ – моторное масло вязкостью 10 сСт при температуре 100°С, с содержанием присадок до 8%, используется в дизельных двигателях в летнее время. Масло М-8В₂ используется в дизельных двигателях в зимнее время. Оба эти масла широко используются в гидроприводах самоходных машин.

Специально для гидроприводов самоходных машин с аксиально-поршневыми, а иногда и шестеренными насосами вырабатываются рабочие жидкости марок ВМГЗ и МГ-30. ВМГЗ – (высокомолекулярное масло гидравлическое зимнее) чаще всего применяется в гидроприводах с аксиально-поршневыми регулируемыми и нерегулируемыми насосами в зимнее время. В северных районах России оно используется всесезонно. МГ-30 – (масло гидравлическое с кинематическим коэффициентом вязкости 30 сСт при температуре 50°С) – используется в гидроприводах с аксиально-поршневыми насосами в летний период, а в южных районах России и в зимнее время.

Таблица 1.8

Технические характеристики рабочих жидкостей самоходных машин

Марка масла	ГОСТ, ТУ	Плотность при 20 °С, кг/м ³	Вязкость 10 м ² /с		Температура, °С		пределы применения, °С	Условия применения
			при 50°С	при 0°С	застывания	вспышки		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
АМГ-10	ГОСТ 6794-75	870	10	42	-70	92	-45...+60	При отрицательных и положительных температурах в от-
ВМГЗ	ТУ 38-101-479-74	860	10	66	-60	135	-40...+35	То же
МГ-20	ТУ 38-1-01-50-70	885	20	300	-40	180	-15...+50	В закрытых помещениях
МГ-30	ТУ 38-1-01-50-70	890	30	760	-35	190	-10...+60	При положительных температурах на открытом воздухе
М-10В ₂	ГОСТ 8581-88	890	82	7000	-15	190	-10...+90	При положительных температурах в тракторных гидроси-
М-8В ₂	ГОСТ 8581-88	886	52	2500	-25	200	-20...+50	При отрицательных температурах в тракторных гидроси-
ИС-20	ГОСТ 20799-88	890	20	300	-15	200	-10...+60	Заменитель масла МГ-20
ИС-30	ГОСТ 20799-88	890	28	760	-15	190	-10...+60	Заменитель масла МГ-30
Веретенное АУ	ГОСТ 1642-75	890	12	190	-45	163	-15...+60	Заменитель масла ВМГЗ

В табл.1.8 приведены технические характеристики наиболее распространенных рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах самоходных машин различного технологического назначения.

В качестве заменителя масла ВМГЗ рекомендуют применять авиационное масло АМГ-10, а заменителями масел МГ-20 и МГ-30 могут служить индустриальные масла селективной очистки ИС-20 и ИС-30.

При эксплуатации мобильных машин в зависимости от климатической зоны диапазон изменения температур окружающей среды может составлять $100 - 110^{\circ}\text{C}$, а температура масла при работе достигает $150 - 160^{\circ}\text{C}$, что требует пологой вязкостно-температурной характеристики масла. Для обеспечения пуска насосов при низкой температуре максимальная вязкость масла должна быть не более $4000 \dots 5000$ сСт, а нормальное функционирование гидроавтоматики возможно при вязкости не более 1500 сСт. Минимальная вязкость по условиям сохранения смазочной пленки и допустимому уровню утечек должна быть не менее 3 сСт. Всесезонное масло, допускающее пуск гидросистемы в любой климатической зоне, не обеспечивает длительного ресурса при высоких температурах, поэтому необходимо иметь несколько сортов масел с разной вязкостью.

Для гидросистем, эксплуатируемых в очень холодных зонах при температурах ниже -55°C , и для систем гидроавтоматики с насосом гидродинамического типа применяют маловязкие масла МГЕ-4А, РМ, ЛЗ-МГ-2.

Масло МГЕ-4А получают введением в загущенное маловязкое масло комплекса высокоэффективных присадок – антиокислительных, противоизносных, антикоррозионных. Масло рассчитано на эксплуатацию в гидросистемах периодического действия без замены до десяти лет и хранения в таре до восьми лет (ресурс зависит от конкретных условий). Максимальная допустимая температура масла при работе – 50°C – может быть повышена кратковременно до 100°C при допустимых критериях нагрузки пар трения.

Масло РМ – это глубокоочищенное маловязкое базовое масло из балаханской нефти. Его применяют ограниченно для гидросистем автоматического управления старых разработок.

Масло ЛЗ-МГ-2 получают загущением маловязкого глубокоочищенного базового масла из балаханской нефти. Его применяют ограниченно в гидросистемах авиационной техники.

Всесезонное масло МГЕ-10А получают введением в загущенное глубокоочищенное низкозастывающее базовое масло комплекса высокоэффективных антиокислительных, противокоррозионных и противоизносных присадок. Масло МГЕ-10А – основной сорт для гидросистем автоматического управления. В системах периодического действия масло рассчитано на эксплуатацию без замены до 10 лет при температуре окружающей среды от -55 до $+50^{\circ}\text{C}$ и рабочей температуре до 90°C . Срок смены масла зависит от интенсивности работы гидросистемы и составляет ориентировочно несколько сотен часов. Срок хранения масла в таре до заправки в гидросистемы – до восьми лет. Наибольшая допустимая температура масла при работе, которая устанавливается исходя из анализа критериев нагрузки пар трения, может кратковременно достигать 110°C .

Всесезонное масло ВМГЗ получают загущением глубокоочищенной основы из сернистых нефтей, в которую вводят антиокислительную (ДФ-11), противокоррозионную (ЛАНИ-317) и противопенную (ПМС-200А) присадки. Масло ВМГЗ – основной зимний сорт для гидросистем строительно-дорожных машин; допускает работу при температуре окружающей среды от -40 до $+50^{\circ}\text{C}$; рабочая температура до $+90^{\circ}\text{C}$; допускается кратковременное повышение температуры до $+110^{\circ}\text{C}$. В связи с интенсивным использованием гидросистем этого типа, как правило, масло заменяют каждый сезон (на лето гидросистемы заправляют маслом МГ-30).

Авиационное масло АМГ-10 изготавливают загущением маловязкой глубокоочищенной нефтяной основы, в которую вводят антиокислительную присадку и краситель. Это основной сорт масла для гидросистем дозвуковых

самолетов, который применяют также в гидросистемах наземной техники. Срок смены масла (2–3 года) определяется в основном снижением вязкости вследствие деструкции вязкостной присадки при интенсивной работе гидросистемы (допускают снижение ν_{50} до 8 – 7 сСт). Температура окружающей среды $\pm 55^{\circ}\text{C}$; наибольшая температура масла при работе может кратковременно достигать $100\text{--}110^{\circ}\text{C}$ (при наддуве резервуаров инертным газом температура повышается до $+125^{\circ}\text{C}$). Для авиационных гидросистем применяется также синтетическая жидкость 7-50С-3 с диапазоном рабочих температур от -60 до $+175^{\circ}\text{C}$.

Жидкость ГЖД-14С, предназначенная для корабельных гидросистем винтов регулируемого шага, представляет собой смесь масел МС-20 и трансформаторного масла с антиокислительной, антикоррозионной и противопенной присадками.

Масло АУ – дистиллят балаханской или анастасьевской нефти углубленной сернокислотной очистки. Масло АУ вырабатывают из парафинистых сернистых или малосернистых нефтей с селективной очисткой и депарафинизацией. Масло АУ применяют в гидросистемах, эксплуатируемых в диапазоне температур окружающей среды от -25 до $+50^{\circ}\text{C}$ при рабочей температуре до 90°C , в частности, в гидросистемах судовых установок. Масло АУ является базовым маслом для изготовления масел АУП, Р, ЭШ.

Масло АУП изготавливают на базе масла АУ с антиокислительной и антикоррозионной присадками. Применяют преимущественно в гидросистемах судовых установок в диапазоне температур от -25 до $+90^{\circ}\text{C}$ (кратковременно до 125°C) при возможности попадания в масло морской воды.

Масло Р изготавливают на базе масла АУ из малосернистых нефтей с антиокислительной (ДФ-11), моющей (МАСК) и противопенной (ПМС-200А) присадками. Применяют в гидрообъемных передачах автомобилей и гидропередачах палубных судовых установок.

Масло ЭШ представляет собой масло АУ с загущающей и депрессорной присадками. Применяют в гидросистемах экскаваторов и других аналогичных машин.

Масло МГ-30 изготовляют на основе масла индустриального ИС-30, в которое вводят антиокислительную, депрессорную и противопенную присадки. Предназначено в основном для гидросистем строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин в качестве сезонного летнего сорта масла. Создан улучшенный сорт этого масла – МГ-30М.

Основные физико-химические свойства отечественных масел строительных и дорожных машин приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9

Физико-химические свойства масел строительных и дорожных машин

Показатели	АУ	МГЕ46-В	ВМГЗ	Р	ЭШ
Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре +100° С	–	6,0	–	≤ 5,0	≥ 20
Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре +40° С	16–22	41,4–50,6	–	17–22	–
Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре -40° С	13000	–	1500	–	–
Температура ° С: -вспышки в открытом тигле, не ниже -застывания, не выше	165 –45	190 –32	135 –60	163 –45	160 –50*
Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,05	0,7–1,5	–	–	0,1
Массовая доля %, -водорастворимых кислот и щелочей -серы, не более	Отсутствие 1,0	– –	– –	Доп. щел. реакция –	Отсутствие –
Индекс вязкости, не менее	–	90	160	–	135
Плотность при 20° С, кг/м ³ , не более	890	890	865	–	850–880
Цвет, ед. ЦНТ, не более	2,5	–	1,0	–	4,0

Зарубежные масла для мобильных объектов выпускаются многими фирмами. Технические требования к этим маслам соответствуют специфика-

циям ряда стран. Например, на всесезонное масло АМГ-10 и МГЕ-10А существуют следующие спецификации: MIL-H-5606А и MIL-H-5606В в США, DTD-585 в Англии (сорт ОМ-15), FHS-1 (AIR-3520) во Франции.

Маслам АУ, АУП, Р примерно соответствуют масла по спецификациям MIL-H-6083В, DTD5540-OX15[1].

Типовой состав рабочих жидкостей

Рабочие жидкости на нефтяной основе на 85 – 98% состоят из базового масла, свойства которого улучшают введением присадок. Базовое масло получают при переработке нефти первоначальной перегонкой на фракции, в состав которых входят углеводороды примерно одинаковой молекулярной массы. Это возможно потому, что температура кипения нефтяных углеводородов приблизительно пропорциональна их молекулярным массам. Такой метод производства называется **прямогонным**, сырые фракции называются **дистиллятами**, а полученные из них после отбора и соответствующей очистки базовые масла – **дистиллятными**. Базовое масло в значительной степени определяет основные свойства рабочей жидкости, особенно температуру вспышки и застывания, испаряемость, совместимость с материалами уплотнений и покрытий. Входящие в состав базового масла углеводороды имеют обилие изомерных форм, которые подразделяются на следующие основные классы.

1. Парафиновые или алкановые углеводороды, построенные в виде прямых или разветвленных цепей. Это насыщенные углеводороды, общая формула которых C_nH_{2n+2} .

Число атомов углерода в жидких парафиновых углеводородах от 5 до 17; при низких температурах они кристаллизуются, поэтому в маловязких базовых маслах присутствуют только легкие составляющие, обладающие наиболее пологой вязкостно-температурной характеристикой.

2. Нафтеновые или циклановые углеводороды – соединения с основным структурным элементом, представляющим собой шести- или пяти-

членный насыщенный цикл. Обычно они имеют несколько боковых цепей с одним – пятью атомами углерода.

Нафтеновые углеводороды являются основной составной частью базовых масел, обеспечивающей приемлемую вязкостно-температурную характеристику. Они отличаются большей плотностью и меньшей температурой застывания, чем парафиновые углеводороды, при равном числе атомов углерода в молекуле.

3. Ароматические углеводороды имеют в молекулах бензольные или алкилбензольные ненасыщенные кольца и насыщенные боковые цепи. Обладают высокой растворяющей способностью, имеют наибольшую плотность и коэффициент преломления; при коротких боковых цепях отличаются плохой вязкостно-температурной характеристикой.

Назначение процесса очистки – разделение углеводородных компонентов базового масла по типу молекул (в отличие от разделения по молекулярной массе при первоначальной перегонке нефти). Очистка дистиллятов состоит главным образом в удалении нежелательных компонентов – склонных к окислению и обладающих плохой вязкостно-температурной характеристикой полициклических соединений, смол и асфальтенов, а также кристаллизующихся при низких температурах парафинов.

Соотношение между классами углеводородов в базовом масле оценивают по анилиновой точке (АТ) – критической температуре растворения смеси углеводородов в анилине. Чем больше в смеси содержание ароматических углеводородов, тем ниже анилиновая точка. Этот показатель имеет большое значение для ориентировочной оценки работы в масле резиновых уплотнений и рукавов. АТ распространенных масел находится в пределах 68 – 90°С.

В табл.1.10 указаны ориентировочные значения физико-химических показателей базовых масел. Для приготовления средневязких и вязких масел чаще применяют следующие базовые масла: основа ВМГЗ (фракция дизельного топлива сернистых нефтей), ИС-20, ИС-30, АУ, МС-6, МС-8, МС-10, АСВ-5, турбинные без присадок.

Характеристики некоторых базовых масел

Назначение базового масла	Содержание основы в товарном масле, %	АТ, °С	V_{50} , сСт	V_{-50} , сСт	ρ , г/см ³	Температура, °С					Молекулярная масса М
						t_6	t_3	$t_{ИК}$	$t_{КК}$	V_{50} (50% выкипания)	
Маловязкие масла	95	69-72	2,0	140	0,83	94	-70	230	270	256	200
Средневязкие типа:											
МГЕ-10А	92	69-72	2,3	185	0,834	96	-70	240	325	–	215
АМГ-10	92	80-85	2,1	198	0,850	92	-70	205	310	–	210
ВМГЗ	88	80	5	–	0,865	135	-60	270	350	–	250
АУП, Р, ЭШ	95-98	75	12	5000**	0,874	165	-45	300	395	345	285
Вязкие:											
На основе АСВ-5	90	70-75	5*	–	0,866	196	-45	360	450	–	360
На основе ИС-30	–	–	27–33	–	0,89–0,92	190	-15	–	–	–	–

* При температуре 100⁰С** При температуре -30⁰С

1.5. Прогрессивные методы получения базовых масел

Рабочие жидкости для гидросистем получают путем крекинга (расщепления) нефти. При высокой температуре (500 – 600⁰С) происходит распад тяжелых молекул. Последовательно отбирают бензины (авиационный и автомобильный), реактивное топливо, осветительный керосин, дизельное топливо, в результате чего остается мазут. Из мазута путем дальнейшей перегонки получают рабочие жидкости гидросистем, а оставшийся гудрон идет для приготовления строительного битума.

Прямогонный метод получения базовых масел имеет ряд недостатков:

1) высококачественные продукты можно получить лишь из некоторых источников нефтей (например, из уникальной балаханской нефти района Баку), так как углеводородный состав продукта целиком определяется составом исходного сырья;

2) производство с сернокислой очисткой связано с расходом большого количества серной кислоты, загрязнением окружающей среды и большим количеством отходов кислого гудрона.

В последнее время разработаны прогрессивные методы получения базовых масел из нефтяного сырья практически любых источников, позволяющие улучшать углеводородный состав и свойства масел вторичными процессами переработки [1].

Метод гидрокрекинга вакуумдистиллятов включает гидрокрекинг сырья, ректификацию и депарафинизацию. При крекинге (в присутствии катализатора и при высоком давлении) одновременно происходят расщепление больших молекул сырья и донасыщение осколков молекул водородом. В результате в базовом масле повышается доля парафиново-нафтеновых углеводородов, обеспечивающих необходимые свойства масел. Полученные этим методом продукты называют **гидрогенизатами**.

Метод гидроизомеризации высокопарафинового сырья также приводит к улучшению углеводородного состава масла и удалению из масла нежелательных продуктов гидроочисткой. Метод позволяет использовать разнообразное парафиновое сырье, в том числе отходы нефтеперерабатывающих заводов. Полученные таким методом продукты называют **гидроизомеризатами**.

Новые базовые масла отличаются лучшими вязкостно-температурными свойствами, более высокой температурой вспышки и значительно меньшим содержанием вредных примесей по сравнению с обычными базовыми маслами.

Основными химическими элементами нефти являются углерод (83 – 87%) и водород (12 – 14%). Из других элементов в состав нефти входят

сера (0,01 – 5,8%), азот (0,03 – 1,7%), кислород (0,1 – 1,3%). Другие химические элементы обнаруживаются в нефти в незначительных количествах.

По своему составу нефть – сложная многокомпозиционная смесь парафиновых, нафтеновых и ароматических углеводородов. В чистом виде масла на нефтяной основе практически не применяются. К нефтяной основе добавляют до 7 видов различных присадок, которые улучшают эксплуатационные свойства масел. Вводимые в рабочую жидкость присадки должны полностью растворяться в маслах, не выпадать в осадок в процессе эксплуатации, не ухудшать других свойств масел и не разлагаться под воздействием влаги [5].

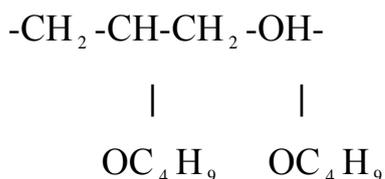
1.6. Присадки к базовым маслам. Их виды и свойства

Присадки вязкостные. Легкие базовые масла имеют пологую вязкостно-температурную характеристику и низкую температуру застывания, но их вязкость при рабочих температурах недостаточна для гидроприводов. Для увеличения вязкости до требуемой величины легкое базовое масло загущают, растворяя в нем вязкостную присадку. При этом вязкостно-температурная характеристика для загущенного масла оказывается более полой, чем для тяжелого незагущенного масла той же минимальной вязкости. Это обеспечивает пуск гидросистемы на морозе при максимальной вязкости.

Вязкостные присадки представляют собой полимерные соединения (например, производных сложных эфиров) с молекулярной массой 3000 – 30 000. Чем больше молекулярная масса присадки, тем лучше ее загущающая способность, но одновременно больше проявляются два отрицательных явления: необратимое уменьшение вязкости загущенного масла вследствие деградации присадки при механических воздействиях; обратимое уменьшение вязкости при больших градиентах скорости сдвига.

Распространены следующие отечественные присадки:

виниполы – полимеры винил-*n*-бутилового эфира, основная цепь макромолекулы которых имеет вид



Винипол ВБ-2 (ТУ 2590-53; $M = 9000 \dots 12000$, $t_g = 180^\circ\text{C}$, вязкость условная $\nu_{100} = 312$) – наиболее распространенная и проверенная в эксплуатации загущающая присадка всесезонных масел типа АМГ-10, МГЕ-10А, в которые ее вводят в количестве 7 – 10%. Винипол ВБ-3 ($M \approx 4000$) следует вводить в те же масла в количестве 18 – 23%. Деструкция ВБ-3 при эксплуатации масла значительно ниже, чем ВБ-2.

Полиметакрилаты представляют собой продукты полимеризации сложных эфиров метакриловой кислоты и смеси первичных спиртов и обладают не только вязкостными, но и депрессорными свойствами. Присадку **В-1** (ТУ 6-01-979-75; $M = 3000 \dots 4300$, $\nu_{100} = 200 \dots 800$ сСт, $t_g = 155^\circ\text{C}$) выпускают в виде 60%-го раствора в масле МС-6, который вводят во всесезонные масла в количестве 20 – 25%. Присадка В-1 наиболее стойка к деструкции. Присадку **В-2** (ТУ 6-01-692-77; $M = 12\,000 \dots 17\,000$, $\nu_{50} = 1100 \dots 1700$ сСт, $t_g = 160^\circ\text{C}$) выпускают в виде 30%-го раствора в масле ИС-12 и вводят в масла в меньшем количестве, чем присадку В-1. Присадка В-2 отличается от последней большей склонностью к деструкции при механических воздействиях.

Полиизобутилены (ТУ 38 101209-72) представляют собой продукты полимеризации изобутилена. Выпускают присадки **КП-5** ($M = 4000 \dots 5000$; $\nu_{100} = 1000$ сСт, $t_g = 150^\circ\text{C}$), **КП-10** ($M = 9000 \dots 15000$, $\nu_{100} = 1000$ сСт, $t_g = 165^\circ\text{C}$) и **КП-20** ($M = 15\,000 \dots 25\,000$, $\nu_{100} = 1000$ сСт) в виде концентрированных растворов в маслах. Полиизобутилены применяют в основном для загущения моторных и трансмиссионных масел. В гидравлических системах они уступают по стойкости к деструкции полиметакрилатам и виниполам.

За рубежом в качестве загущающих присадок применяют полиметакрилаты ($M = 15\,000 \dots 25\,000$) и полиизобутилены. Для масел по спецификациям

MIL-N-5606 и AIR-3520 используют полиметакрилат «Карбакрил LT-5» в концентрации 5 – 8% по массе ($v_{98} = 380$ сСт, $t_g = 100^\circ\text{C}$, $\rho = 0,88$ г/см³).

Присадки антиокислительные (ингибиторы окисления) повышают стойкость масел к химическим изменениям, связанным с окислением. Эти процессы, приводящие к образованию органических кислот, осадков, смол, развитию коррозии, активизируются в присутствии катализаторов, которыми являются некоторые материалы гидросистем. Вводимые в масла антиокислительные присадки прерывают цепные реакции автоокисления за счет вступления в реакцию молекул присадки. По характеру влияния на процесс окисления антиокислительные присадки делятся на три группы. Для глубинно-очищенных базовых масел применяют преимущественно присадки типа **фенолов** и **аминов**. Смеси присадок, обеспечивающие эффект синергизма, действуют эффективнее, чем каждая присадка в отдельности. При неудачном подборе смеси присадок возможно ухудшение эксплуатационных свойств. Наиболее эффективными присадками этих типов являются **ионол** и **неозон А**. Используются также присадка **топанол-0** и присадки **ДБК-69** и **ДБК-70**. Последние относятся к присадкам третьей группы и обладают хорошими защитными свойствами при температуре до 100 – 130⁰С. Их вводят в глубокоочищенные масла в количестве 0,3 – 0,5% по массе. Неозон А сохраняет защитное действие при температуре до 120 – 150⁰С.

В масла, эксплуатируемые преимущественно при высокой температуре, вводят присадки типа дитиофосфатов цинка. Из них наиболее распространена присадка **ДФ-11** (ОСТ 38-129-73) многофункционального действия. Наряду с антиокислительным эффектом в начальный период окисления ДФ-11 улучшает также антикоррозионные и противоизносные свойства. Металлосодержащие присадки, к которым относится ДФ-11, являются источником накопления в масле зольных продуктов, отрицательно влияющих на эксплуатацию гидросистем; поэтому в масла ответственного назначения эти присадки не вводят.

Зарубежные беззольные присадки выпускаются многими фирмами. В частности, фирма «Дюпон» (США) выпускает фенил- α -нафтил под названием **PAN**; фирма «Этил Ко» (США) выпускает присадку типа топанол-0 под индексом **этил-703**.

Присадки антикоррозионные (ингибиторы коррозии). Глубокоочищенные базовые масла при отсутствии воды обеспечивают удовлетворительную защиту от коррозии, что связано с образованием в масле естественных ингибиторов коррозии в процессе его окисления. Антиокислители препятствуют образованию таких ингибиторов коррозии. Кроме того, как показали исследования, при эксплуатации в масло всегда проникает вода и создаются условия для электрохимической коррозии. Ускоряют коррозию также продукты старения масла – низкомолекулярные органические кислоты и их соли, продукты разложения или гидролиза присадок и др. Для подавления процесса коррозии в масла вводят противокоррозионные присадки, которые по механизму действия можно подразделить на следующие группы: **экранирующего действия**, образующие на поверхностях деталей поверхностно-активные вещества (ПАВ) в виде защитных пленок; **анодного действия**, образующие соединения или ПАВ на положительно заряженных участках металлов; **катодного действия**, образующие соединения или ПАВ на отрицательно заряженных участках металлов.

При подборе присадок добиваются синергического сочетания присадок разных групп.

Экранирующим действием обладают преимущественно соединения со свободной карбоксильной группой COOH (жирные кислоты, оксикислоты и др.). Присадку **МНИ-5** (ГОСТ 10584-79) получают окислением петролатума, при этом создается комплекс оксикислот, являющихся активным компонентом антикоррозионного действия; МНИ-5 вводят в масло в количестве 1 – 1,5% по массе. Кроме антикоррозионного действия эта присадка блокирует (эмульгирует) попавшую в масло воду и снижает износ пар трения. Недо-

статок МНИ-5 – трудность очистки от примесей парафинового типа, которые выпадают в осадок при низких температурах.

Алкенилянтарные кислоты отличаются наличием в молекуле двух групп СООН, что обеспечивает образование более эффективной хемосорбционной защитной пленки на металлах. Их вводят в масла в меньшем количестве, чем присадку МНИ-5, при этом они обеспечивают аналогичное защитное действие. Присадка **В15/41** (ТУ 6-14-510—70), получаемая из алкенилянтарной кислоты, содержит помимо нее комплекс сложных эфиров. Присадку вводят в масла в комбинации с другими присадками (улучшающими защиту цветных металлов), к которым относятся соединения со свободной аминогруппой NH_2 . Следует заметить, что указанные присадки повышают кислотное число масла, что, однако, не свидетельствует об ухудшении его качества [1].

Присадки многофункционального действия типа дитиофосфатов (**ДФ-11**, **ЛАНИ-317** и др.) обладают антикоррозионными свойствами благодаря образованию на поверхностях комплексных соединений с металлами. Распространенная присадка АКОР-1 (ГОСТ 15171-78) смешанного действия в рабочих жидкостях для гидросистем применения не получила, так как требует введения по массе до 10% и может выпадать в осадок при низких температурах. Антикоррозионными свойствами в некоторой степени обладают также присадки, тормозящие и нейтрализующие образование кислых продуктов.

Экспериментальные исследования показали, что специальные антикоррозионные присадки значительно эффективнее многофункциональных.

Присадки противоизносные вводят в состав масла для улучшения смазочной способности при граничном и сухом трении; при этом на трущихся поверхностях образуются специальные пленки. Такие пленки образуют поверхностно-активные вещества, содержащие группы СООН. Другой класс присадок составляют элементоорганические соединения фосфора, серы, хлора, образующие с металлами химические соединения. Соединения, содержащие серу и хлор, обладают наибольшей эффективностью. Их применяют в качестве противозадирных присадок в трансмиссионных и прочих маслах. В

гидравлические масла противозадирные присадки обычно не вводят, так как они, предохраняя от задиров, увеличивают износ трущихся пар. В качестве противоизносных присадок в рабочих жидкостях используют фосфорно-органические соединения.

Трикрезилфосфат (**ТКФ**) $(\text{C}_6\text{H}_5\text{O})_3\text{PO}$ – наиболее распространенная противоизносная присадка этого класса. На стали она образует пленку фосфатов железа, значительно снижающую истирание и, кроме того, обладающую слабым противозадирным действием. Противоизносное действие присадки проявляется уже при наличии ее в масле в количестве 0,1 – 0,3% по массе. Трикрезилфосфат при больших концентрациях токсичен.

Триксиленилфосфат (**ТКсФ**) обладает аналогичным с ТКФ противоизносным действием, но значительно менее токсичен. Масла на основе этого продукта **Иввиоль 3** и **ОМТИ** (МРТУ 6-08-140 – 69) применяют в качестве негорючей жидкости.

Присадки противопенные. Механизм действия этих присадок основан на снижении ими поверхностного натяжения масла, в результате чего облегчается удаление из масла выделяющегося при определенных условиях растворенного воздуха без образования обильной пены. В качестве противопенных присадок применяют кремнийорганические соединения, преимущественно полиметилсилоксан **ПМС-200А** в количестве 0,002 – 0,005% по массе. Полисилоксаны снижают также давление насыщенных паров и испаряемость масла, вследствие чего несколько повышается его температура вспышки.

Присадки – стабилизаторы набухания резин. Для улучшения совместимости масла с резиновыми уплотнениями и рукавами в него можно вводить специальные присадки. Набухание резины в масле определяется двумя диффузионными процессами: вымыванием из резины пластификаторов и проникновением в резину ароматических углеводородов. Введение в масло присадок уменьшает разность концентрации диффундирующих веществ в масле и резине, что приводит к стабилизации размеров резиновых уплотнений.

Моющедиспергирующие присадки. Применяются в рабочих жидкостях самоходных машин. Они препятствуют нагаро- и лакообразованию на деталях цилиндропоршневой группы ДВС. Кроме того, они сохраняют продукты старения масел в мелкодисперсном состоянии. Моющедиспергирующие присадки представляют собой азотосодержащие органические соединения, а также серу, кальций, барий.

Депрессорные присадки снижают температуру застывания и улучшают текучесть масел. Представляют собой соединения нафталина, фенола, хлорированного парафина; высокомолекулярных кетонов, полимеров виниловых эфиров [5].

1.7. Связь молекулярной структуры жидкостей с их физическими свойствами

Основные особенности жидкого агрегатного состояния вещества – способность сохранять объем, существование свободной поверхности и текучесть под воздействием небольших напряжений. Свойства жидкостей определяются природой входящих в состав молекул атомов, взаимным расположением молекул в пространстве и расстояниями между ними, от которых зависят энергия межмолекулярного взаимодействия и подвижность элементов структуры жидкостей. В жидком фазовом состоянии соблюдается упорядоченное расположение частиц на расстояниях, соизмеримых с размерами молекул; такую структуру называют обладающей ближним порядком (в этом состоянии находятся также аморфные твердые тела). В твердых и жидких телах существует внутренний, «свободный» объем V_f , равный разности внешнего объема тела V и собственного объема его молекул v_0 (для одного моля вещества). Отношение $k = v_0/V$ называют коэффициентом упаковки, который для низкомолекулярных органических кристаллов находится в пределах 0,68 – 0,80, для аморфных полимеров – 0,625 – 0,680, для жидкостей уменьшается до 0,5. По структуре жидкость можно рассматривать как множество определенным образом организованных молекулярных комплексов (роев),

совершающих тепловое движение, в которых и между которыми спонтанно возникают и исчезают микропустоты. Образование и размеры микропустот связаны с определенным уровнем энергии, зависящим от температуры T и давления p , поэтому существует функциональная связь $V_f = F(p, T)$ и зависимость от нее деформационных, вязкостных, диффузионных и теплофизических свойств жидкости в области не очень высоких давлений и температур. При очень высоких давлениях жидкости ведут себя подобно аморфному твердому телу, а при повышении температуры до области критической – подобно сильно сжатому газу.

Молекулярно-кинетическая теория жидкости, разработанная Френкелем, Эйрингом, Андраде, основана на том, что механизм теплового движения жидкости отличен от такового для газов. В газах частицы движутся прямолинейно в непрерывном пространстве свободного объема; при этом количество движения частицы постоянно. В жидкостях свободный объем распределяется в основном прерывным образом. Так как в жидкости среднее расстояние между частицами (молекулами) имеет тот же порядок, что и размеры молекул, то при тепловом движении они могут совершать колебания относительно некоторого «оседлого» положения. Время от времени колеблющаяся молекула может получить в результате флуктуаций избыточную энергию U_0 (по сравнению со средней тепловой kT , где k – постоянная Больцмана), необходимую для преодоления энергетического барьера и совершения скачка в некоторое новое положение. Вероятность этого события выражается законом Больцмана

$$n/n_0 = e^{-U_0/kT}. \quad (1.7.1)$$

Величина, обратно пропорциональная вероятности осуществления перегруппировок, характеризует их скорость и называется молекулярным временем релаксации τ . Я.И.Френкель показал, что

$$\tau = \tau_0 e^{U_0/kT}, \quad (1.7.2)$$

где $\tau_0 \approx 10^{-12} \dots 10^{-13} \text{ с}$.

Значение τ соответствует времени жизни упорядоченной группы молекул и определяет интенсивность молекулярных перегруппировок, проявляющихся в явлениях вязкости, самодиффузии, теплопередачи. Все эти явления происходят в соответствии с механизмом обменных активационных процессов, инициируемых избыточной энергией активации U , которая необходима для преодоления потенциального барьера. Родственность этих процессов проявляется в их математическом описании; дифференциальные уравнения имеют идентичные коэффициенты, а решения обычно содержат член $e^{-U/RT}$, отражающий зависимость процесса от температуры и энергетического воздействия ($R = kN_0$ – универсальная газовая постоянная, N_0 – число Авогадро). Аналогичны механизмы вероятности возникновения и исчезновения микропустот, образующих свободный объем.

Поверхность жидкости, соприкасающаяся с другой средой, находится в особых условиях по сравнению с остальной массой жидкости, так как действующие на молекулы силы по поверхности неуравновешенны. Молекулы поверхностного слоя обладают избыточной потенциальной (свободной) энергией, величину которой, отнесенную к единице площади, оценивают коэффициентом поверхностного натяжения σ . Поверхностные явления определяют механизм процессов испарения, конденсации, адсорбции, растворения в жидкости газов и других жидкостей, кипения, кавитации, коррозии.

Рабочие жидкости являются многокомпонентными смесями углеводородов различных классов, поэтому они не имеют четких границ фазовых переходов. Для них характерно существование определенных температурных диапазонов, в которых компоненты находятся в различных фазах, и свойства постепенно изменяются от свойств твердого тела к свойствам жидкости в области плавления и от свойств жидкости к свойствам пара в области кипения. Температуру кипения оценивают по средней молекулярной температуре кипения смеси:

$$t_{\kappa} = \sum_{i=1}^n t_{\kappa i} \bar{x}_i, \quad (1.7.3)$$

где t_{ki} – температуры кипения компонентов; $\bar{x}_i = x_i / \sum x_i$ – относительные мольные доли компонентов в смеси.

Если компонентами смеси являются углеводороды с узкими пределами выкипания, то в формулу (1.7.3) подставляют температуру t_{50} выкипания 50% компонентов. Температура кипения повышается при увеличении молекулярной массы M нефтепродуктов в соответствии с формулой

$$M = f + gt_k + ht_k^2, \quad (1.7.4)$$

где f, g, h – эмпирические коэффициенты, для парафиновых углеводородов равные соответственно 60; 0,3 и 0,001.

Многие параметры φ смеси определяют по величине φ_i их компонентов и относительным мольным долям компонентов x_i в смеси на основании правила смешения, которое описывается уравнением

$$\varphi = \sum^n \varphi_i \bar{x}_i, \quad (1.7.5)$$

где $\bar{x}_i = \frac{x_i}{\sum x_i}$.

Уравнение (1.7.3) является одним из частных случаев уравнения (1.7.5), в котором $\varphi = t_k$. Правилу смешения подчиняется плотность смеси (в этом случае $\varphi = \rho; x_i = m_i; \varphi_i = \rho_i; \sum m_i = m_1 + m_2 + \dots + m_n$, где m_i – массы компонентов смеси). Молекулярная масса M смеси нескольких нефтяных фракций с молекулярными массами компонентов M_i :

$$M = \frac{(m_1 + m_2 + \dots + m_n)}{\left(\frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2} + \dots + \frac{m_n}{M_n} \right)}. \quad (1.7.6)$$

Ориентировочно связь между молекулярной массой и относительной плотностью $\bar{\rho}_{15}$ нефтяных фракций определяется формулой:

$$M = 44,3 \bar{\rho}_{15} / (1,03 - \bar{\rho}_{15}). \quad (1.7.7)$$

Для описания функциональных зависимостей углеводородных соединений в ряде случаев удобно использовать уравнение Ван-дер-Ваальса в универсальной форме и критические параметры $T_{кр}, p_{кр}, V_{кр}$, что позволяет полу-

чить уравнения, обобщенные для всего класса соединений. Критическую температуру $T_{кр}$ и критическое давление $p_{кр}$ для нефтяных фракций определяют по эмпирическим формулам:

$$T_{кр} = 1,05\bar{t}_к + 433; \quad (1.7.8)$$

$$p_{кр} = K_{кр} T_{кр} / M,$$

где $\bar{t}_к$ – средняя температура кипения фракции, $^{\circ}C$; $K_{кр}$ - коэффициент (для парафиновых углеводородов $K_{кр} = 5 \dots 5,3$; для нафтеновых $K_{кр} = 6$; для ароматических $K_{кр} = 6,5 \dots 7$) [1].

1.8. Сжимаемость рабочих сред и их оценка

Уравнение состояния, устанавливающее соотношение между объемом V , давлением p и температурой T , можно записать в неявной форме: $V = F(p, T)$. Его полный дифференциал

$$dV = dF(p, T) = \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p dT + \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T dp \quad (1.8.1)$$

содержит член $(\partial V / \partial T)_p dT$, отражающий тепловое расширение жидкости при $p = \text{const}$, и член $(\partial V / \partial p)_T dp$, отражающий сжимаемость жидкости при $T = \text{const}$. Частные производные в первом приближении принимают постоянными коэффициентами в определенных интервалах давления и температуры. В этом случае относительное изменение объема жидкости ΔV_T при изменении температуры на $\Delta T = T - T_0$ при постоянном давлении определяется средним интервальным температурным коэффициентом объемного расширения β_t (1/К):

$$\Delta \bar{V}_T = \frac{\Delta V_T}{V_0} = \beta_t \Delta T. \quad (1.8.2)$$

Относительное изменение (уменьшение) объема жидкости $\Delta \bar{V}_p$ при изменении давления на $\Delta p = p - p_0$ и $T = \text{const}$ определяется средним интерваль-

ным коэффициентом сжимаемости β_p (1/Па) или интервальным модулем объемной упругости κ (Па), так как $\beta_p = 1/\kappa$:

$$\Delta \bar{V}_p = \frac{\Delta V_p}{V_0} = -\beta_p \Delta p = -\frac{\Delta p}{\kappa}. \quad (1.8.3)$$

При одновременном изменении давления и температуры объем V_0 изменится на величину

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta T - \beta_p V_0 \Delta p. \quad (1.8.4)$$

При изменении давления и температуры меняется также плотность жидкости, так как плотность ρ равна отношению массы m к объему V , поэтому

$$\rho = \frac{m}{V_0(1 + \beta_t \Delta T - \beta_p \Delta p)} \approx \rho_0(1 - \beta_t \Delta T + \beta_p \Delta p), \quad (1.8.5)$$

где $\rho_0 = m/V_0$ – начальная плотность.

При повышении температуры жидкости на ΔT в замкнутом недеформируемом объеме ($V = \text{const}$) происходит увеличение давления:

$$\Delta p = \beta_t \Delta T / \beta_p = \beta_t \kappa \Delta T. \quad (1.8.6)$$

При охлаждении жидкости в замкнутом недеформируемом объеме ($\Delta T < 0$) произойдет разрежение ($p < 0$). Обычно определяют средний интервальный коэффициент объемного расширения рабочих жидкостей только при атмосферном давлении и температуре $20 - 70^\circ \text{C}$. В таблице 1.11 приведены значения интервального температурного коэффициента объемного расширения при $T = 20 - 70^\circ \text{C}$ для некоторых типов рабочей жидкости.

Интервальные температурные коэффициенты объемного расширения некоторых типов рабочих жидкостей

Рабочие жидкости	$\beta_e \cdot 10^4, 1/^\circ C$
Масла нефтяные ($\bar{\rho} = 0,86 \dots 0,92$)	8–7
Масло АМГ-10	7,6–11
Масло ВМГЗ	7–9
Полисилоксановая	8–10
Водно-глицериновая ПГВ	5,4
Водно-гликолевая типа Юкон-М	3,4
Этиловый спирт	8,2–9,0
Этиловый эфир уксусной кислоты	11–12,5
Фосфорорганическая типа Скайдрол	6,5–7,6

Для масел коэффициент объемного расширения существенно уменьшается с ростом плотности:

$\rho_{20}, \text{кг/м}^3$	800	820	840	860	880	900	920	940	1000
$\beta_t \cdot 10^5, 1/^\circ C$	95	90	85	80	75	70	66	61	51

Вода отличается аномальной зависимостью температурного коэффициента объемного расширения от температуры с минимумом β_t при $4^\circ C$. При температуре $15^\circ C$ $\beta_t = 15 \cdot 10^{-5} 1/^\circ C$, а при температуре $90^\circ C$ $\beta_t = 70 \cdot 10^{-5} 1/^\circ C$. Для жидкостей на водной основе β_t зависит от интервала температуры и соотношения компонентов в смеси.

Для газов (в отличие от жидкостей) коэффициент объемного расширения уменьшается с ростом температуры от T_0 до T . Для идеальных газов

$$\beta_{г} = 1/T_0. \quad (1.8.7)$$

Поэтому, например, при $t_0 = 0^\circ C$ $\beta_{г} = 1/273 = 366 \cdot 10^{-5} 1/^\circ C$. Для эластомеров (резин) $\beta_t = (10 \dots 15) 10^{-5} 1/^\circ C$, для твердых металлов $\beta_t = (0,5 \dots 2,3) \cdot 10^{-5} 1/^\circ C$.

Рассмотренные линейные уравнения (1.8.2) – (1.8.6) справедливы в пределах ограниченных изменений давления и температуры; и для этих интервалов должны быть известны средние значения β_t и β_p . Во многих расчетах гидросистем требуется рассматривать объемные деформации жидкости во всем диапазоне эксплуатационных давлений и температур (например, при расчетах компенсаторов теплового расширения жидкости, рабочего процесса гидромашин, динамики гидросистем). В этом случае необходимо использовать уравнение (1.8.1) и знать частные производные $(\partial V / \partial T)_p = \beta_{tx}$ и $(\partial V / \partial p)_T = \beta_{px}$. Изменение функциональных коэффициентов β_{tx} и β_{px} с давлением, температурой и плотностью определяется зависимостью характера деформаций от свободного объема V_f , сил межмолекулярного взаимодействия внутри жидкости и свободной энергии. Значения этих характеристик для рабочих жидкостей определяются фракционным составом. При обычных давлениях и температурах ($p < 1500 \text{ МПа}, T \ll T_{кр}$) на β_{tx} и β_{px} преимущественно влияет изменение свободного объема. Повышение давления и плотности увеличивает плотность упаковки молекул в структуре и уменьшает свободный объем, поэтому следует ожидать уменьшения функциональных коэффициентов с ростом давления и плотности. Температура влияет на структуру жидкости и свободную энергию, поэтому при ее повышении уменьшается внутримолекулярное давление и растет свободный объем. Полагают, что при снижении температуры до 0 К объем $V_f = F(p, T, \rho)$ также стремится к нулю. Исходя из этого, следует ожидать, что с ростом температуры модуль объемной упругости κ уменьшается, а сжимаемость и коэффициент объемного расширения возрастают. При очень высоких давлениях сжимаемость всех жидкостей почти одинакова [1].

Уравнение (1.8.1) раскрыто только в части второго члена $(\partial V / \partial p)_T$. Большинство исследователей при описании изотермического процесса деформации жидкостей при высоких давлениях отдают предпочтение эмпирическому уравнению Тейта (в последнее время оно выведено теоретически):

$$\left(\frac{\partial V}{\partial p}\right)_T = -\frac{A}{B(T) + p} \quad (1.8.8)$$

или

$$\Delta \bar{V}_p = \frac{V_0 - V}{V_0} = \frac{A}{V_0} \ln \frac{B(T) + p}{B(T) + p_0},$$

где A – коэффициент, зависящий от природы жидкости, $B(T)$ – функциональная константа, характеризующая внутримолекулярное давление.

Константа $B(T)$ – функция температуры, убывающая с ее ростом. Ю.А. Атановым установлена связь $B(T)$ с критической температурой $T_{кр}$ и давлением $p_{кр}$:

$$B(T) = 3p_{кр} e^{\chi(T-T_{кр})}. \quad (1.8.9)$$

Модуль объемной упругости. Деформация жидкости при воздействии давления имеет релаксационную природу, поэтому модуль объемной упругости и коэффициент сжимаемости являются функциями давления, температуры и частоты (скорости) деформации ω : $\chi(p, T, \omega) = \partial \bar{V} / \partial p$. Этот модуль называют истинным или тангенс-модулем. Среднее для интервала давления Δp значение модуля $\chi = \Delta \bar{V} / \Delta p$ называют интервальным, или секанс-модулем. Запаздывание деформации жидкости при воздействии давления проявляется, например, в том, что при мгновенном изменении давления на Δp изменение объема на ΔV завершается только через время $t = 3\tau_p$ (см. рис.1.1, а). При гармоническом изменении одного из параметров p или V с частотой ω изменение другого происходит с фазовым сдвигом $\varphi(\omega)$. Предельными случаями процесса деформации являются:

1) очень медленные процессы ($\omega \rightarrow 0$), при которых успевает завершиться теплообмен с окружающей средой и соблюдается условие $T = const$; модуль упругости называют в этом случае изотермическим и обозначают χ_T ;

2) очень быстрые процессы ($\omega \rightarrow \infty$), характерные, например, для ультразвуковых колебаний, при которых теплообмен не успевает завершиться; модуль упругости в этом случае называют адиабатическим и обозначают χ_A .

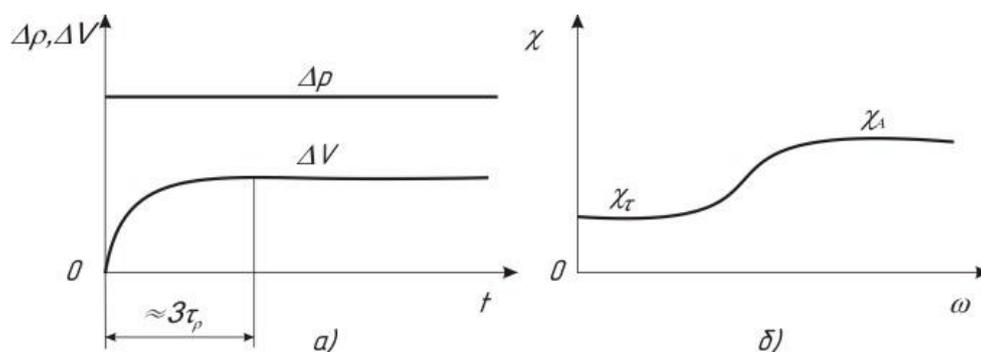


Рис. 1.1. График, отражающий запаздывание деформации жидкости при изменении давления (а), и частотная характеристика модуля объемной упругости (б)

Принципиальная зависимость модуля упругости от частоты деформации приведена на рис. 1.1 б; всегда $\chi_T < \chi_A$ и $\chi_T < \chi(p, T, \omega) < \chi_A$.

Из уравнений (1.8.1) и (1.8.7) следует, что при постоянной температуре

$$d\bar{V} = \frac{dV}{V_0} = -\frac{1}{V_0} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T dp = \frac{A dp}{[B(T) + p] V_0} = \frac{1}{V_0} \beta_x dp. \quad (1.8.10)$$

Так как $\beta_{px} = 1/\chi(p, T, \omega)$, а в данном случае $\beta_{px} = 1/\chi_T$, изотермический модуль объемной упругости (МПа)

$$\chi_T = \chi_{T0} + m_T p, \quad (1.8.11)$$

где $\chi_{T0} = V_0 B(T) / A$; $m_T = V_0 / A$.

Коэффициент A и функциональная константа $B(T)$ входят в уравнение Тейта (1.8.8). Для масел расчетный $m_T = 11,0 \dots 12,5$. Экспериментально при изотермическом процессе сжимаемость жидкости определяют по зависимости объема V от давления p . На рис. 1.2, а показано изменение относительного объема V/V_0 некоторых фракций масел при температуре $40^\circ C$ и давлении p до 60 МПа, а на рис. 1.2, б для n -гептана C_7H_{18} при давлении до 1000 МПа. Этот продукт входит в состав фракций базовых масел и имеет следующие параметры: $A/V_0 = 0,094$, $B(T) = 71,5 \text{ МПа}$ при температуре $13^\circ C$; 56 МПа при $40^\circ C$ и 43,3 МПа при $70^\circ C$. Адиабатическую сжимаемость определяют по зависимости скорости распространения ультразвуковой волны c от упругих свойств среды:

$$c = \sqrt{\chi_A / \rho}. \quad (1.8.12)$$

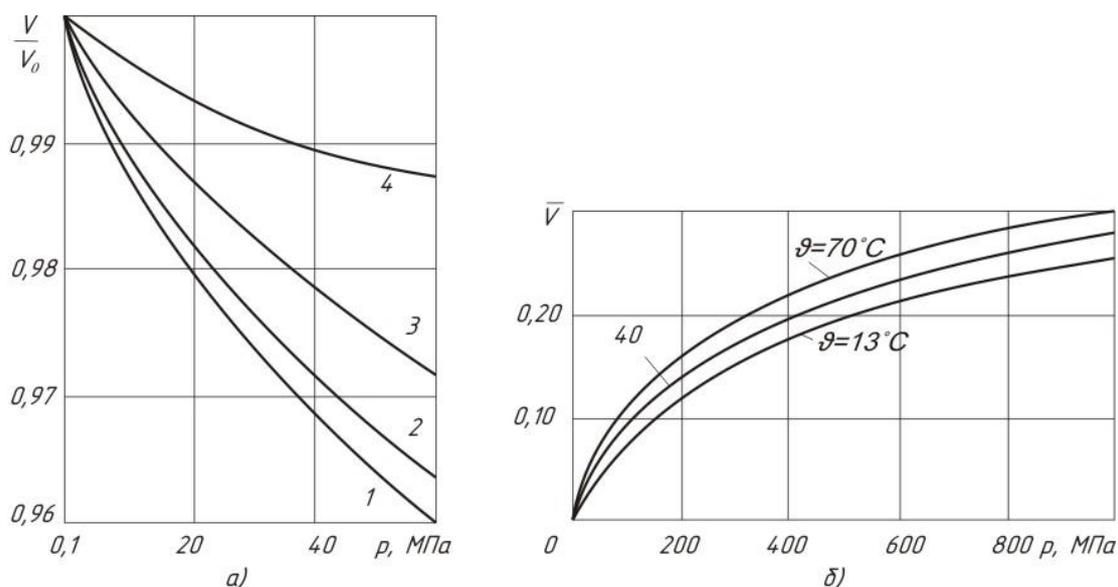


Рис. 1.2. Кривые изотермического изменения объема нефтепродуктов при действии давления: а – при $t = 40^{\circ}\text{C}$ для парафиново-нафтенной фракции базового масла (кривая 1), ароматических углеводородов фракции масла $n_d^{20} = 1,5130$ (кривая 2) и $n_d^{20} = 1,5506$ (кривая 3), ароматических углеводородов фракции масла, $n_d^{20} = 1,600$ (кривая 4); б – для n-гептана

Исследованиями различных масел и составляющих их групп углеводородов установлено, что изотермический и адиабатический модули объемной упругости линейно возрастают с увеличением давления. На рис. 1.3 приведена зависимость адиабатического модуля объемной упругости от давления.

Из рис. 1.3. следует, что химический состав масла существенно влияет на его упругие свойства. Наибольшей сжимаемостью отличаются насыщенные парафинонафтенные фракции базового масла. Ненасыщенные ароматические углеводороды имеют значительно больший модуль объемной упругости, возрастающий по мере роста их плотности и коэффициента преломления n_d^{20} . Допускается определять модуль объемной упругости для смеси углеводородов в соответствии с правилом смешения по формулам

$$\chi_A = \sum^n \chi_{Ai} \bar{x}_i, \quad \chi_T = \sum^n \chi_{Ti} \bar{x}_i, \quad (1.8.13)$$

где χ_i - модуль χ_A для группы i углеводородов; \bar{x}_i - относительное содержание этой группы углеводородов в масле.

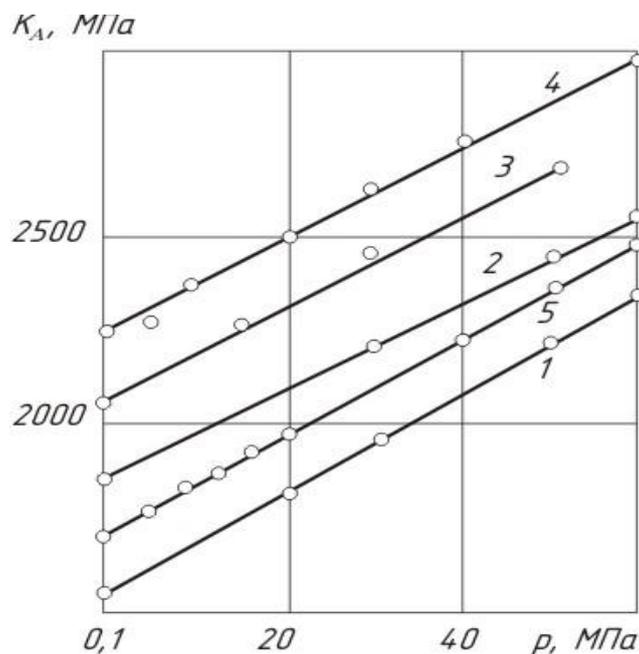


Рис. 1.3. Зависимость адиабатического модуля объемной упругости от давления:

1 – парафинонафтеновая фракция; 2 – ароматические углеводороды фракции масла, $n_d^{20} = 1,5130$; 3 – то же, $n_d^{20} = 1,5506$; 4 – то же, $n_d^{20} = 1,600$; 5 – масло АУ. Здесь n_d^{20} – коэффициент преломления.

Таблица 1.12

Начальные модули объемной упругости χ_{AO}, χ_{TO} (при температуре $20^\circ C$) и коэффициенты m_A, m_T для групп углеводородов масел

Углеводороды	Коэффициент преломления n_d^{20}	$t=25^\circ C$		$t=40^\circ C$			m_T	$\frac{\chi_{AO}}{\chi_{TO}}$
		$\chi_{AO},$ МПа	m_A	$\chi_{AO},$ МПа	m_A	χ_{TO} МПа		
Парафинонафтеновые	1,4741	1760	13,6	1610	13,3	1380	11	1,17
Ароматические:								
1-я группа								
2-я группа	1,5103	1960	13,9	1830	12,7	1570	11	1,17
3-я группа	1,5506	2180	13	2071	12	1810	–	1,14
	1,6000	–	–	2240	12,2	1960	–	1,14
Масло АУ	–	1870	14,7	1725	13,4	1530	11	1,13

Начальные модули объемной упругости χ_{AO} , χ_{TO} рабочих жидкостей (при температуре 20°C) и коэффициенты m_A, m_T

Масло	ρ_{20} ,	χ_{AO}	m_A	χ_{TO} ,	m_T	$\frac{\chi_{AO}}{\chi_{TO}}$	Состав масла
	г/см^3						
АМГ-10	0,835	1680	12,8	1500	12,7	1,12	Парафинонафтенная основа, загущенная
ВМГЗ	0,844	1740	11,5	1460	11,5	1,19	
ИС-50		1800	13				—
И-20А	0,875	1880	15,7	1590	12,7	1,18	
И-30А		1880	12,1				
АУ	0,910	1930	14,1	1716	11,0	1,12	ГОСТ 1642-75
ТК	0,898	1878	14	1690	11,0	1,12	ГОСТ 982-68
Тп-30	0,900	2000	13,8	—	—	—	

Уравнение (1.8.13) было подтверждено экспериментально. Следует отметить, что, помимо фракционного состава, на упругие свойства масел влияют присадки. Так, выявлено увеличение модуля κ при загущении базового масла высокомолекулярной присадкой винипол [1].

На рис. 1.4 приведены результаты экспериментального определения адиабатического и изотермического модулей объемной упругости различных рабочих жидкостей в зависимости от давления.

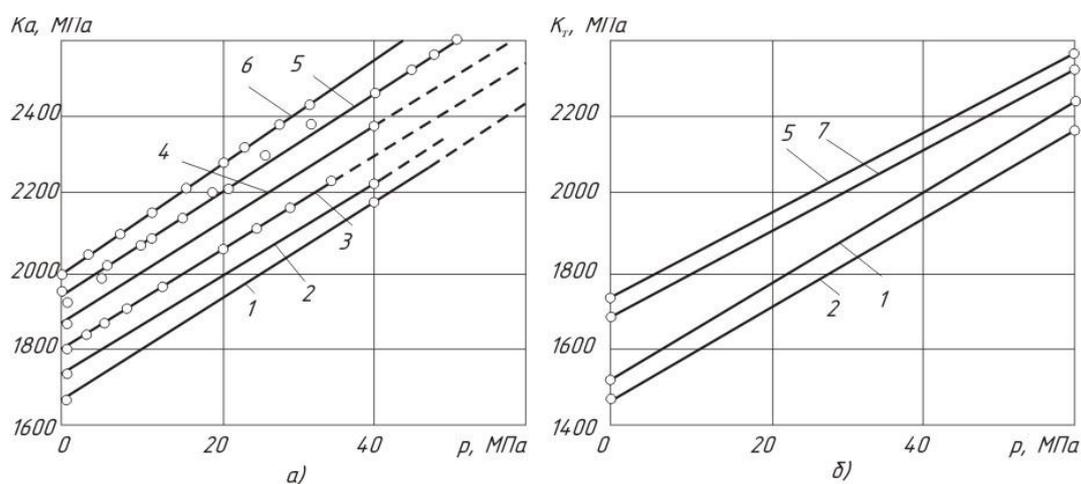


Рис.1.4. Зависимость адиабатического (а) и изотермического (б) модулей объемной упругости рабочих жидкостей от давления: 1 – АМГ-10; 2 – ВМГЗ; 3 – ИС-50; 4 – И-30; 5 – АУ; 6 – Тп-30; 7 – трансформаторное масло

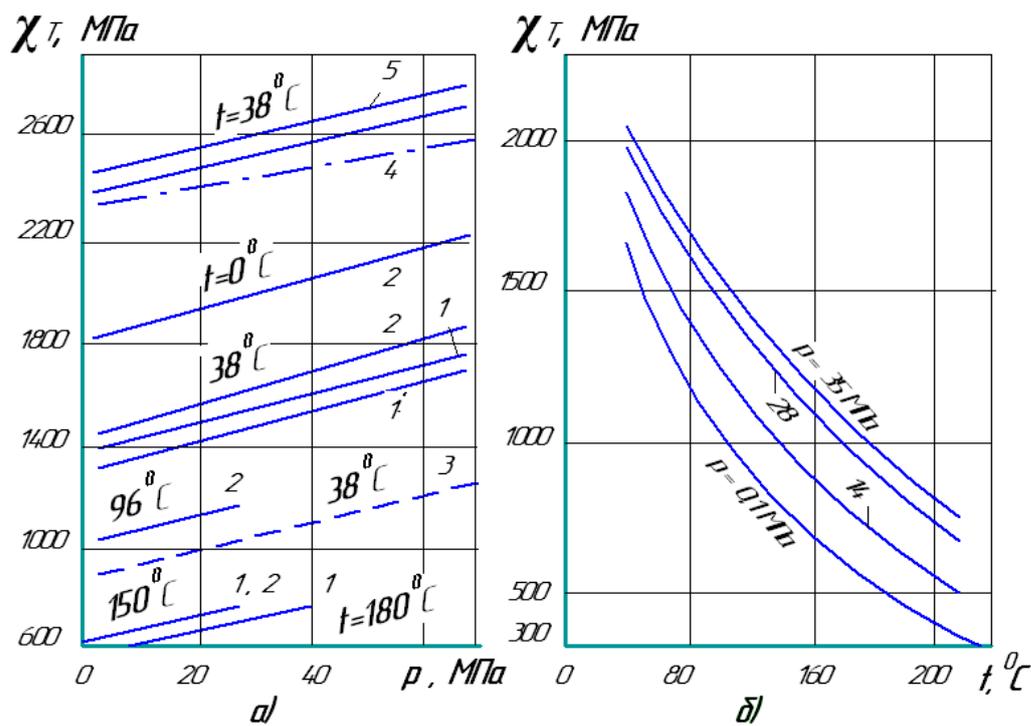


Рис.1.5.Зависимость модулей объемной упругости жидкостей: а – от давления (1, 1' – загущенное нефтяное масло, 2 – сложный эфир, 3 – силксановая жидкость, 4 – вода, 5 – фениловый эфир); б – от температуры (жидкость по MIL-H-5606A)

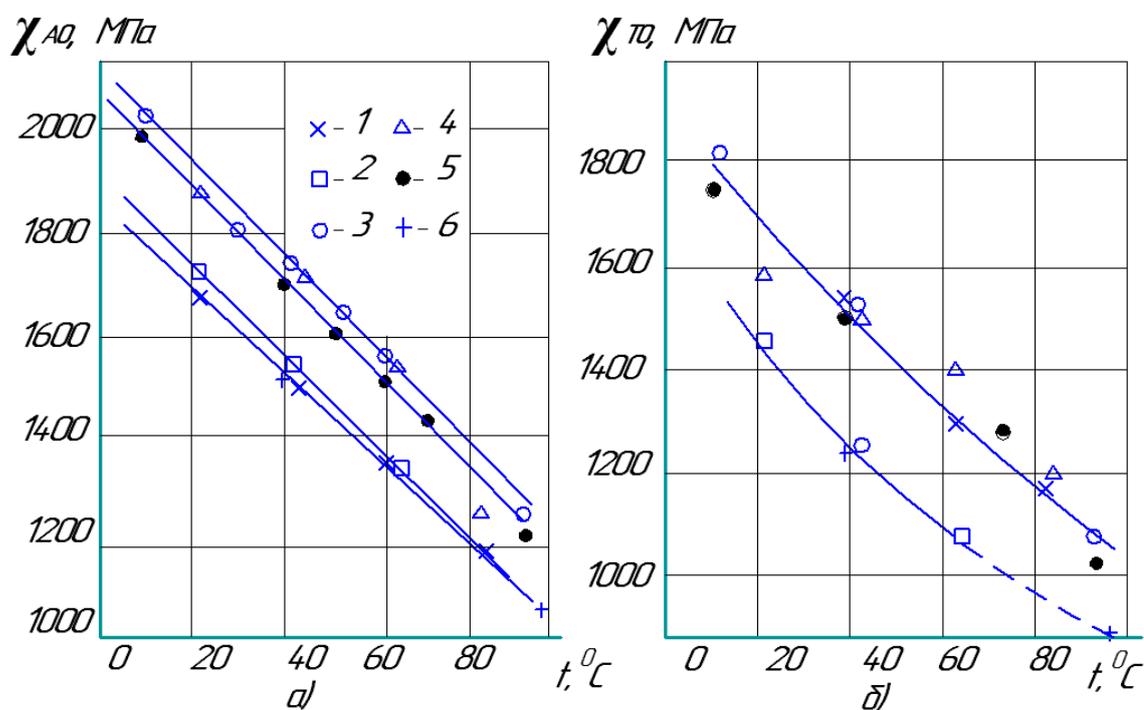


Рис. 1.6. Зависимость модулей объемной упругости χ_{AO} (а) и χ_{TO} (б) от температуры: 1 – АМГ-10; 2 – ВМГЗ; 3 – АУ; 4 – ИС-20; 5 – трансформаторное масло; 6 – MIL-H-5606A

1.9. Плотность рабочей жидкости и ее связь с температурой

Связь плотности рабочей жидкости с температурой описывается линейным уравнением Менделеева:

$$\rho = \rho_0 - \alpha_\rho \Delta t, \quad (1.9.1)$$

где α_ρ – температурная поправка плотности, $(г/см^3)/^{\circ}C$; $\Delta t = t - t_0$,
 ρ_0 – плотность при $t = t_0, г/см^3$.

Уравнение (1.8.5) определяет значение ρ при известном температурном коэффициенте объемного расширения β_t . Очевидна связь между β_t и α_ρ :

$$\alpha = \alpha_\rho / [\rho_0 - \alpha_\rho (t - t_0)] \quad (1.9.2)$$

В последнее время проведены более детальные исследования зависимостей плотности ρ и β_t от температуры в широком диапазоне изменения температуры. Для повышения температуры кипения исследования проводили при небольшом избыточном давлении. Однако не изучены области низких температур и влияние присадок на указанные зависимости. Эти вопросы имеют особое значение для характеристики всесезонных рабочих жидкостей на основе относительно легких базовых масел со значительным количеством присадок.

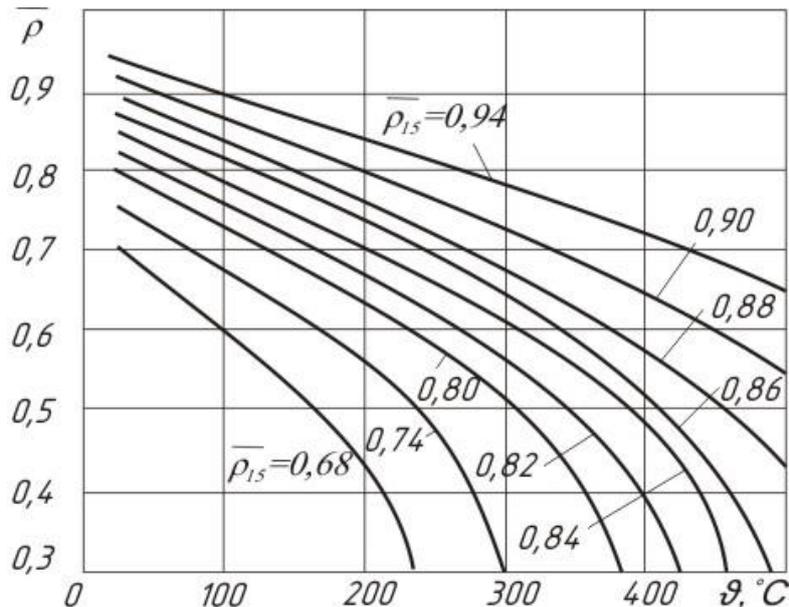


Рис. 1.7. Зависимость относительной плотности (ρ) нефтепродуктов типа топлив и базовых масел от температуры (θ)

На рис. 1.7 показаны кривые $\bar{\rho}-t$ для нефтепродуктов типа топлив и базовых масел, имеющих различную исходную относительную плотность $\bar{\rho}_{15}$ при 15°C (отношение плотности ρ к плотности воды ρ_0 при температуре 4°C). Из анализа кривых $\rho-t$ следует, что в широком диапазоне изменения температуры функция $\rho-t$ нелинейна. Линейная зависимость (1.9.1) справедлива только для тяжелых нефтепродуктов и в области температур ниже температуры вспышки.

На рис. 1.8,а приведена зависимость β_t-t для нефтепродуктов различной относительной плотности $\bar{\rho}$. Величина β_t и крутизна кривой β_t-t зависят, прежде всего, от фракционного состава и исходной плотности (рис. 1.8, б). В температурном интервале работы гидроприводов от 20 до 100°C зависимости β_t-t и $\beta_t-\bar{\rho}$ можно полагать линейными.

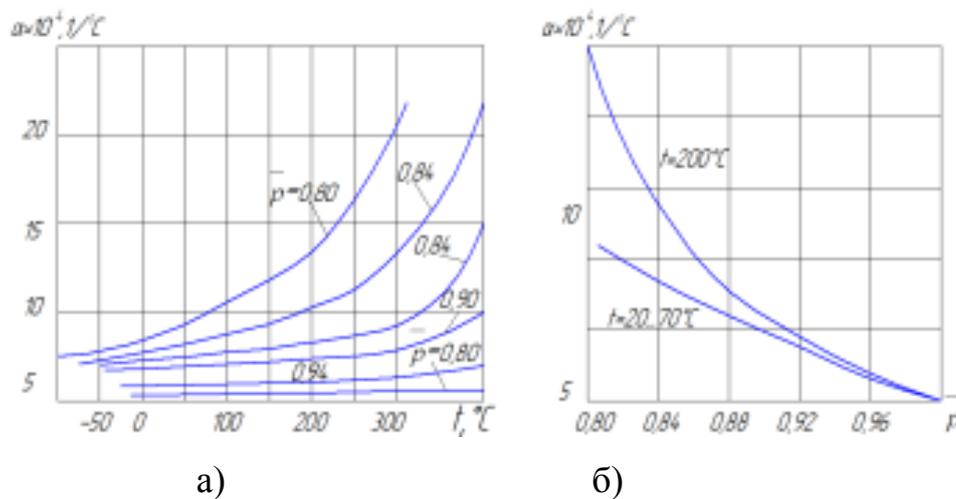


Рис. 1.8. Зависимости β_t-t (а) и $\beta_t-\bar{\rho}$ (б)

1.10. Вязкость рабочей жидкости

Вязкость (или внутреннее трение) – важнейшее свойство жидкости, проявляющееся при относительном движении ее частиц. Различают объемную μ_v и тангенциальную μ вязкости. Объемная вязкость проявляется при сжатии жидкости, вызывая сдвиг фаз между объемной деформацией и давлением за счет рассеяния энергии при упругих колебаниях. Объемная вязкость

рабочих жидкостей изучена недостаточно; обычно при технических расчетах ее не учитывают. В.Н. Белоненко экспериментально установил, что $\mu_v \approx 10^3 \mu$. Тангенциальная вязкость μ обусловлена силами внутреннего трения между взаимно перемещающимися частицами жидкости. Возникающие при этом тангенциальные напряжения τ определяются законом Ньютона – Петрова:

$$\tau = \mu dv/dy, \quad (1.10.1)$$

где τ , Па; dv/dy – градиент скорости по нормали к поверхности слоя, 1/с; μ – коэффициент пропорциональности, называемый динамическим коэффициентом вязкости, Па·с. Более удобная единица измерения – миллипаскаль-секунда: $1 \text{ мПа} \cdot \text{с} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$. Применяется также единица измерения «Пуаз» – $1 \text{ П} = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$. При температуре 20°C вязкость воды $1,01 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, глицерина $850 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ (соответственно $0,01$ и $8,5 \text{ П}$).

Жидкости, у которых коэффициент μ в уравнении (1.10.1) постоянен при всех градиентах dv/dy , называют ньютоновскими. К ним относятся вода, керосин, базовые масла, большая часть синтетических жидкостей. Загущенные минеральные и синтетические жидкости, пластичные (консистентные) смазки, некоторые минеральные масла при низких температурах отличаются зависимостью μ от dv/dy и называются неньютоновскими или аномально вязкими. В обозначении вязкости индексом необходимо указывать температуру, при которой она определена (например, μ_{40} при температуре 40°C). Это относится и к другим единицам вязкости.

В практике измерений вязкости и при теоретических расчетах широко используют кинематический коэффициент вязкости, равный отношению динамического коэффициента вязкости к плотности: $\nu = \mu/\rho$.

Единица измерения ν в СИ – $\text{м}^2/\text{с}$; чаще ν измеряют в $\text{см}^2/\text{с}$ (стокс – Ст) или в $\text{мм}^2/\text{с}$ (сантискс – сСт).

Кинематический коэффициент вязкости в сСт определяют с помощью капиллярных вискозиметров, определяя время истечения объема V жидкости и используя формулу Пуазейля с вязкостью при 20°C :

$$\nu = \pi R^4 ghT / 8Vl, \quad (1.10.2)$$

где R, h, l – размеры капилляра; T – время истечения объема V .

В паспортах на приборы указаны коэффициенты C , учитывающие размеры капилляра. С учетом поправки на температуру t при анализе расчетную формулу приводят к виду:

$$\nu = CT[1 + 10^{-5}(t - 20)]g / 980. \quad (1.10.3)$$

Динамический коэффициент вязкости чаще определяют с помощью приборов, основанных на измерении скорости падения шарика в исследуемой жидкости. Применяются также вискозиметры типа Энглера, предназначенные для сравнения времени истечения 200 мл нефтепродукта со временем истечения 200 мл воды при температуре $20^\circ C$. При этом единицей измерения динамического коэффициента вязкости являются градусы Энглера ($^\circ E$) или условные единицы ($^\circ BU$).

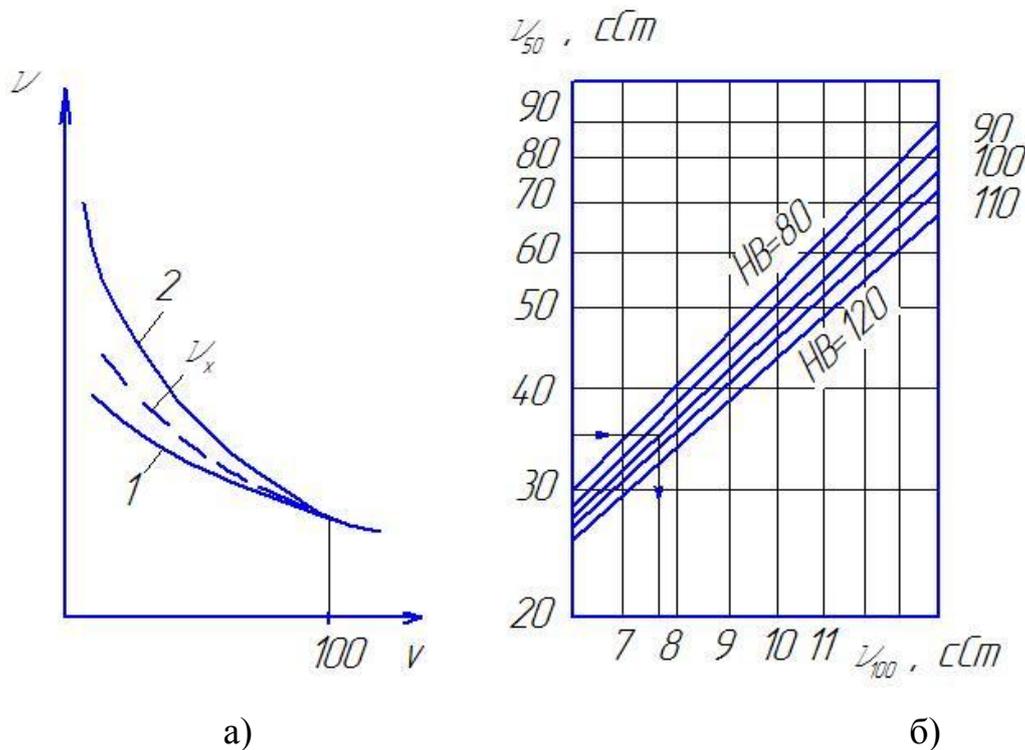


Рис. 1.9. График к определению индекса вязкости ИВ масел по эталонным кривым 1,2 (а) и номограмма (б) для определения ИВ (пример для масла с $\nu_{50} = 35$ сСт и $\nu_{100} = 7,8$ сСт)

Для оценки пологости вязкостно-температурных характеристик моторных и других смазочных масел применяют критерий индекса вязкости

(ИВ) или температурный коэффициент вязкости (ТКВ). ИВ определяют, сравнивая кривую ($\nu - t$) исследуемого масла с аналогичными кривыми двух эталонных масел с одинаковой вязкостью при температуре 100°C (рис.1.9,а); первое из этих масел (кривая 1) имеет пологую характеристику (условно ИВ = 100), а второе имеет крутую характеристику (кривая 2) и условно имеет ИВ = 0. Практически ИВ определяют по номограммам (пример показан на рис.1.7,б) или таблицам. Обычно для промышленных масел ИВ находится в пределах 70 – 100, для загущенных – в пределах 120 – 180. Для рабочих жидкостей приемлемые эталоны высокоиндексных масел и нормы ИВ не установлены.

Температурный коэффициент вязкости ТКВ определяется отношением

$$TKB_x^y = \frac{\nu_x - \nu_y}{\nu_{50}(t_y - t_x)}, \quad (1.10.4)$$

где ν_x, ν_y, ν_{50} – кинематические коэффициенты вязкости при температуре соответственно t_x, t_y и 50°C . Недостаток критерия ТКВ – его зависимость от интервала температур, температуры застывания и вспышки.

Механизм внутреннего трения жидкостей принципиально отличается от такового для газов. Вязкость жидкостей при повышении температуры уменьшается, причем для углеводородных жидкостей значительно (у газов наоборот). Эти явления объясняют на основании молекулярно-кинетической теории, исходя из активационного механизма теплового движения частиц жидкости и возникающих при этом вероятностных ситуаций, описываемых законом Больцмана (см. уравнение 1.7.2). Течение происходит в результате перехода от равновероятностной картины самодиффузионного перемещения кинематических единиц (частиц) по всем направлениям покоящейся жидкости к перемещению частиц с наибольшей вероятностью в направлении тангенциальной силы. При малых напряжениях и скоростях сдвига в жидкости не происходит изменений структуры, поскольку внешнее воздействие оказывает пренебрежимо малое влияние на процесс восстановления структуры тепловым движением. Распределение вероятностей движения частиц являет-

ся при этом линейной функцией напряжения сдвига, вследствие чего скорость деформации пропорциональна его напряжению, т.е. происходит ньютоновское течение с постоянной вязкостью, описываемое уравнением (1.10.1). При больших напряжениях, характерных преимущественно для высоковязких жидкостей со сложным строением и дисперсных систем, линейное приближение нарушается, и вязкость уменьшается с увеличением напряжения или деформации сдвига. При очень малом времени воздействия на жидкость она ведет себя подобно упруго-вязкому твердому телу.

Активационная теория Френкеля – Андраде – Эйринга определяет вязкость, как функцию параметров молекулярной структуры, объединенных общей константой A и соотношением свободной энергии активации U_μ вязкого течения с общей тепловой энергией RT :

$$\mu = N_0 h e^{U_\mu / RT} / V = A e^{U_\mu / RT}, \quad (1.10.5)$$

где N_0 - число Авогадро; h – постоянная Планка; V – мольный объем.

Я. И. Френкель предложил также учитывать энергию давления $p\Delta v$ (Δv – некоторый деформационный объем в структуре жидкости); использование выражения $U_\mu = U'_\mu + p\Delta v$ приводит к следующей форме теоретического уравнения вязкости:

$$\mu = A e^{p\Delta v} e^{U_\mu / RT}. \quad (1.10.6)$$

Возможность перемещения молекул в жидкости определяется наличием свободного объема V_f в молекулярной структуре и преодолением сил межмолекулярного взаимодействия. Следовательно, вязкость должна зависеть от V_f и влияющих на него факторов p и T . Впервые на это указал А. И. Бачинский, затем Мак-Леод и другие авторы. Установление обратной пропорциональной зависимости вязкости от соотношения V_f и удельного объема $v = 1/\rho$ привело к другому типу теоретических уравнений вязкости. На основе этой теории получены вязкостно-температурные зависимости типа

$$\mu = C / (t + d)^n, \quad (1.10.7)$$

где μ – в мПа·с; C, d, n – эмпирические коэффициенты, зависящие от температуры и состава жидкости. Например, для топлива Т5 с $\mu_{20} = 2 \text{ мПа} \cdot \text{с}$ и $\rho_{20} = 0,842 / \text{см}^3$ в интервале температур от +20 до -50°C : C = 3320; d = 76, n = 2,5.

Неоднократные попытки разработки теории вязкости до сих пор не завершились получением универсальной формулы, не содержащей эмпирических констант и приемлемой для описания сложных комплексных углеводородных жидкостей. Теоретические формулы обосновывают уменьшение вязкости с повышением температуры и увеличение ее с повышением давления, но практически могут быть использованы лишь для случаев, когда можно рассчитать молекулярные константы. Они помогают также выбрать правильную структуру эмпирических формул, к которым неизбежно приходится обращаться при описании вязкости нефтяных и синтетических рабочих жидкостей.

Вязкость нефтепродуктов, прежде всего, определяется их химическим составом и зависит от температуры кипения t_k , которая, в свою очередь, связана с плотностью ρ и молекулярной массой M (уравнение 1.7.3.). Чем больше молекулярная масса, тем выше температура кипения нефтяной фракции и тем больше ее вязкость. Вязкость зависит также от структуры молекул углеводородов. Обычно при данной молекулярной массе наименьшую вязкость имеют парафиновые углеводороды, наибольшую – циклические нафтеновые углеводороды, промежуточную – ароматические углеводороды. Установлено внутреннее родство природы сил, определяющих вязкость и поверхностное натяжение, а также вязкость и модуль объемной упругости.

Зависимость вязкости от температуры столь значительна, что при графическом изображении для уменьшения масштаба по оси ординат наносят величину $\lg \nu$ (рис.1.10, а). Если вязкость этих же жидкостей изображать в координатах $\lg \lg \nu - \lg T$ (где $T = 273+t$), то кривые $\nu - t$ практически спрямляются в области рабочих температур (рис.1.8,б).

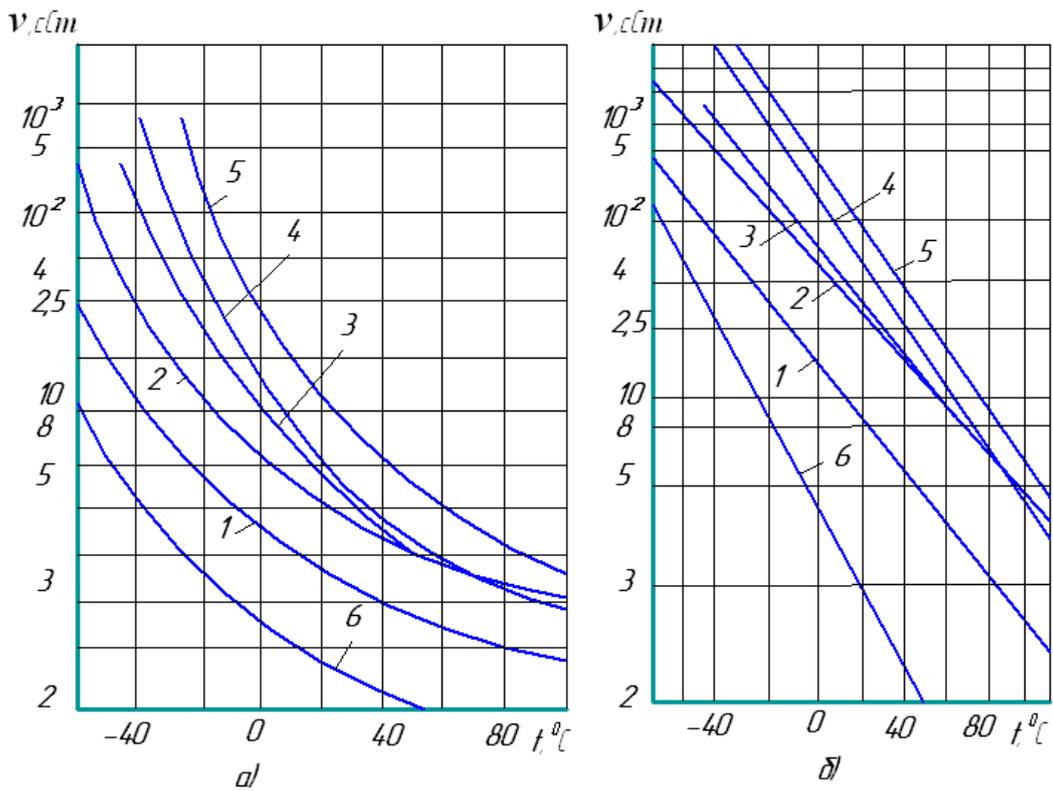


Рис. 1.10. Вязкостно-температурная характеристика рабочих жидкостей в координатах $\lg \nu - t(a)$ и $\lg \lg \nu - \lg t(b)$: 1 – масло МГЕ-4А; 2 – АМГ-10; 3 – ВМГЗ; 4 – АУП; 5 – Шелл-27; 6 – базовое масло АМГ-10

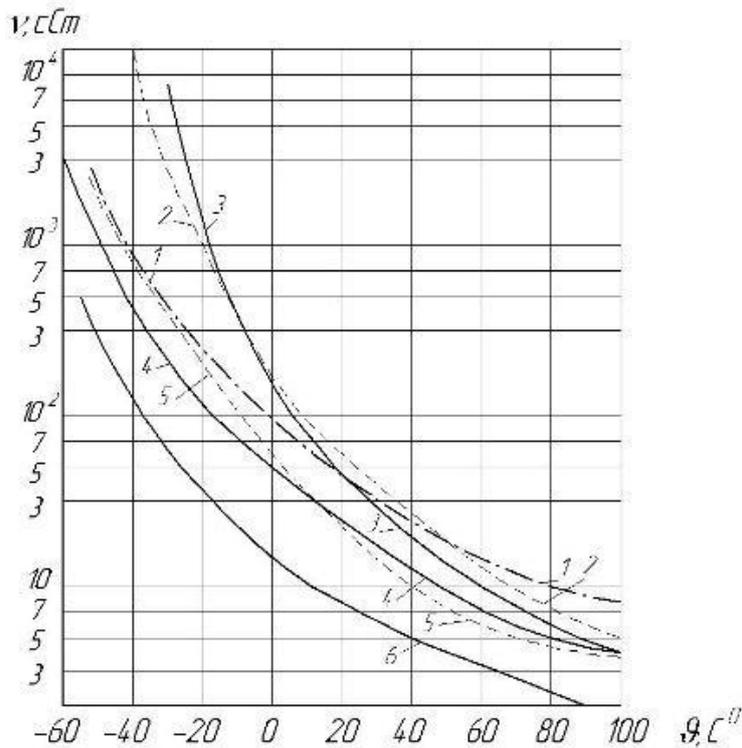


Рис. 1.11. Вязкостно-температурные характеристики нефтяных и синтетических рабочих жидкостей: 1 – Оронайт-8515; 2 – Б-3В; 3 – АУ; 4 – АМГ и 7-50С-3; 5 – Скайдрол-С500А; 6 – МГЕ -4А

На рис.1.11 и в табл.1.14 приведены вязкостно-температурные характеристики распространенных рабочих жидкостей. По вязкостно-температурным характеристикам жидкости подразделены на группы, индексируемые следующим образом: от 1.1 до 1.3 – масла на нефтяной основе (1.1 – маловязкие, 1.2А и 1.2Б – всесезонные, средневязкие; 1.2 – средневязкие; 1.3 – вязкие); от 2.1 до 2.3 – синтетические жидкости с той же градацией по вязкости.

На рис. 1.12 представлены зависимости вязкости минеральных масел от температуры

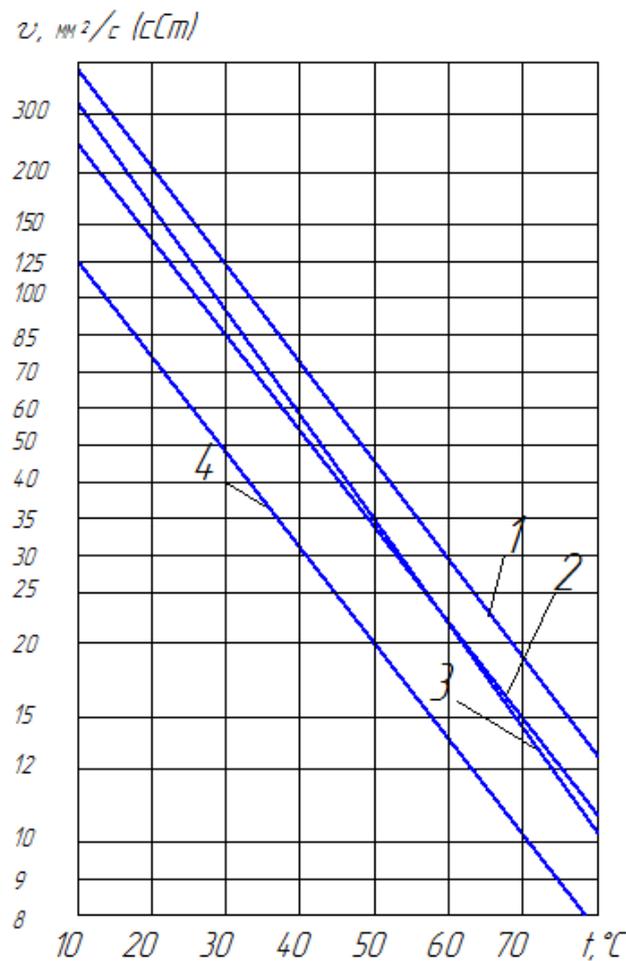


Рис. 1.12. Зависимости вязкости ν различных минеральных масел от температуры t : 1 – ИГП-38; 2 – ИГП-30; 3 – ВНИИ НП-403; 4 – ИГП-18

Крутизна кривой $\nu-t$ базового масла зависит от структуры молекул групп углеводородов. Наиболее пологую характеристику имеют парафиновые углеводороды, наиболее крутую – ароматические и полициклические

нафтеновые углеводороды с короткими боковыми цепями. Однако парафиновые углеводороды имеют более высокую температуру кристаллизации. Указанные соображения необходимо учитывать при выборе или изменении сырьевой базы масла.

У синтетических рабочих жидкостей наиболее пологие характеристики имеют полисилоксановые (силиконовые) жидкости. Однако в рабочие жидкости на их основе добавляют масла или диэфиры для улучшения смазочных свойств, что несколько ухудшает вязкостно-температурную характеристику. Жидкости типа Оронайт-8515 – смесь дисилоксана с диэфиром (15%) и присадками – отличаются полой зависимостью $\nu - t$. Диэфир Б-3В имеет значительно более крутую характеристику и относится к группе 2.2, аналогичной по вязкостно-температурным характеристикам группе 1.2 (масло АУ). Жидкость 7-50С-3 – смесь полиалкилсилоксановой жидкости с диэфиром и присадками по кривой практически совпадает с маслом АМГ-10 (группа 1.2А). Жидкости на основе фосфатов (сложных эфиров фосфорной кислоты), представителями которых являются жидкости Скайдрол-С500А и НГЖ, отличаются от масла АМГ-10 худшей вязкостно-температурной характеристикой, поэтому относятся к группе 2.2Б. Водно-глицериновые жидкости ПГВ и промгидрол П20М1 в рабочем диапазоне температур от -20 до $+60^\circ\text{C}$ относятся к группам 2.2 и 2.3. Из рассмотренных материалов следует, что закономерности изменения вязкости с температурой для углеводородных, кремнийорганических и фосфорноорганических жидкостей идентичны.

Вязкость смесей двух масел определяют по формуле

$$\lg \nu = \frac{n_1}{n_1 + n_2} \lg \nu_1 + \frac{n_2}{n_1 + n_2} \lg \nu_2, \quad (1.10.8)$$

где ν – вязкость смеси масел; ν_1, ν_2 – вязкости смешиваемых компонентов; n_1, n_2 – число молей компонентов (при близких значениях молекулярных масс компонентов вместо молярных обычно используют массовые или объемные доли компонентов в смеси).

Влияние загрязнений масла проявляется в увеличении вязкости. Наличие в жидкости твердых частиц или газовых пузырьков увеличивает силы сопротивления сдвигу, создавая повышенную кажущуюся вязкость. При объемной концентрации инородных включений \bar{V}_3 кажущуюся вязкость оценивают произведением вязкости μ чистой жидкости на корректирующий множитель $(1 - 1,35\bar{V}_3)^{-2,5}$.

Загущенные рабочие жидкости. Загущенное масло представляет собой раствор полимерной присадки с относительно крупными цепными молекулами ($M = 3000 \dots 30\,000$) в маловязкой основе ($M = 170 \dots 300$), обладающей пологой вязкостно-температурной характеристикой. Молекулы загущающей присадки образуют между собой и с молекулами основы структуру более крупных ассоциированных комплексов (роев), поэтому при малых скоростях сдвига вязкость загущенной жидкости значительно увеличивается. При больших скоростях сдвига эта структура постепенно нарушается, а цепи молекул присадки ориентируются в направлении потока. Это проявляется в уменьшении вязкости с увеличением градиента скорости сдвига dv/dy . Иногда применяют понятия первой μ и второй μ_a ньютоновской вязкости (соответственно при малых и больших dv/dy) с переходной областью понижения вязкости от μ до μ_a . Снижение вязкости загущенного масла с уменьшением dv/dy – явление обратимое, поэтому при прекращении движения жидкости вязкость практически мгновенно восстанавливается до первоначальной величины. В гидравлических машинах достигается градиент скорости сдвига порядка $10^6 1/c$, поэтому необходимо учитывать рассматриваемое явление.

Таблица 1.14

Вязкостно-температурные группы рабочих жидкостей, их диапазон работы Δt_3 и температурный коэффициент вязкости ТКВ в интервале температур от -20 до $+80$

Группа	Жидкости	$\Delta t_3, ^\circ C$	ТКВ	Кинематическая вязкость, сСт, при $t, ^\circ C$									
				120	100	80	50	20	0	-20	-40	-50	-60
1,1	<u>Нефтяные</u> Маловязкие: ЛЗМГ-2 МГЕ-4А	-70...+70	8	-		3	4	-	-	-	-	210	-
	Средневязкие всесезонные: АМГ-10					3	3,8	8	15	35	120	300	1000
1.2А	МГЕ-10А		13	3,5	5,5	10,3	22	50	120	450	1150	3600	
1.2А	ВМГЗ		31	3,5	5,6	10,5	24	60	140	550	1250	4200	
1.2Б				-	5,6	10,5	30	75	320	2100	5000	-	
1.2	Средневязкие АУ, АУП		105	-	5,5	13	50	200	1400	5000 (при $-35^\circ C$)	(при $-45^\circ C$) -	-	
1.3	Вязкие Шелл-27	90-110	5,2	10,5	27	105	400	2450	5000 (при $-25^\circ C$)	-	-		
2.2А	<u>Синтетические</u> Средневязкие всесезонные 7-50С-3	-60...+150	13	-	4,2	6,0	10	22	45	140	500	1400	3000
2.2Б	Скайдрол	-50...+180	25	-	3,9	5	9	30	70	250	1500	2500 (при $-54^\circ C$)	-
2.2Б	С500А	-50...+180	20	-	-	7,6	13	46	100	260	800	2400(при $-54^\circ C$)	-
2.2	Оронайт-8515												
2.2	Средневязкие Б-3В	-30...+180	55	-	5	7,2	18	60	180	1000	3500(при $-30^\circ C$)	-	-
2.2	Водно- глицериновые	-30...+60	75	-	-	7,6	13	48	160	980	3600 (при $-30^\circ C$)	-	-
2.3	ПГВ												
	Промгидрол П20М1	-	-	-	-	-	20	70	220	1100	4000 (при $-30^\circ C$)	-	-

Загущающая способность присадки пропорциональна ее молекулярной массе M и концентрации C в растворе. Она зависит также от химической природы полимера и базового масла. На рис.1.13,а приведена зависимость $\nu - C$ для масла АУ, загущенного полиизобутиленом М-6000 (кривая 1) и М-15 000 (кривая 2); на рис. 1.13, б – для базовых масел типа МС -8 (для основы масел $\nu_{50} = 6,8$ и $7,8$ сСт), загущенных полиметакрилатом М-3000.

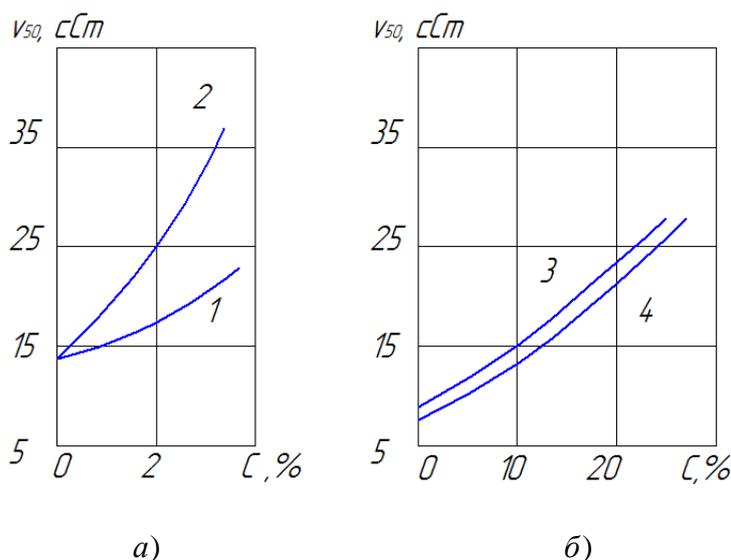


Рис. 1.13. Зависимость вязкости масел от степени загущения C (а, б): 1, 2 – масло АУ с полиизобутиленом; 3, 4 – масло типа МС-8 с полиметакрилатом ($M = 3000$)

Следует подчеркнуть, что загущающая присадка повышает только уровень вязкости масла, но обычно не может улучшить его вязкостно-температурную характеристику.

Для водно-гликолевых и водно-глицериновых жидкостей, загущенных водорастворимыми присадками, увеличение вязкости смеси в зависимости от молекулярной массы и концентрации загустителя аналогично рассмотренному выше. Вариацией M и C можно получить растворы с большим диапазоном вязкости, если нет требования низкой температуры застывания. Температура застывания смесей вода – гликоль и вода – глицерин минимальна при вполне определенном их соотношении ($\approx 35\%$ воды), поэтому всепогодные жидко-

сти ПГВ не могут иметь большую концентрацию загустителя и ограничены по величине вязкости.

Напряжение сдвига τ загущенных жидкостей можно определить по формуле

$$\tau = [\mu_a + (\mu - \mu_a)e^{-\psi}]dv/dy, \quad (1.10.9)$$

где μ и μ_a – первая и вторая ньютоновские вязкости, Па·с; ψ – постоянная времени процесса ориентации молекул присадки, определяемая экспериментально, с.

Процесс возрастания τ с увеличением dv/dy является наиболее общей закономерностью для любой жидкости.

Уравнение вязкости. Для расчетов динамических процессов в гидросистемах и элементах в широком диапазоне температур и давлений (например, при пуске на морозе и переходе к форсированному режиму) необходимо математическое описание зависимости $\mu(t, p, \rho)$. Для этой цели малоприспособны эмпирические формулы вязкостно-температурной связи, полученные для конкретных жидкостей и ограниченные узкими диапазонами изменения температуры.

Предложенная в работе [6] формула

$$\mu = \mu_0 e^{ap} e^{-s\Delta t}, \quad (1.10.10)$$

где a и s – коэффициенты, учитывает одновременное влияние давления и температуры, но ограничена узкими диапазонами Δt , для которых заданы средние значения s .

Уравнение зависимости вязкости от температуры и давления можно получить на основе теоретического уравнения (1.10.6), принимая энергию активации процесса вязкого течения $U_\mu = U_0 - \omega\Delta T + p\Delta v$ (где $\omega = \partial U_\mu / \partial T$, Δv – элементарный деформационный объем). Тогда аналогично уравнению (1.10.6) получим

$$\mu = Ae^{p\Delta v/RT} e^{U_{0\mu}/RT} e^{-\omega\Delta T/RT}. \quad (1.10.11)$$

Если одну из точек кривой $\mu = F(T)$ выбрать в качестве базовой (μ_0, T_0) для аппроксимирующего уравнения $\mu = \mu_0 F(T, p)$, то для этой точки $p = p_0 = 0,1 \text{ МПа}, T = T_0, \Delta T = 0$. Поэтому

$$\mu_0 = A e^{p_0 \Delta v / RT_0} e^{U_0 / RT_0}. \quad (1.10.12)$$

Тогда отношение

$$\frac{\mu}{\mu_0} = e^{ap} e^{b\Delta T / T} e^{-s'\Delta t} = e^{ap} e^{-s/\Delta t}, \quad (1.10.13)$$

где $a = \Delta v / RT$ – **пьезокоэффициент вязкости**, МПа^{-1} ;

$s = U_0 / RT_0 + \omega / R$ – **термокоэффициент вязкости**, $1/^\circ \text{C}$, $\Delta t = T - T_0$.

При выводе уравнения принято, что

$$e^{\frac{\Delta v}{R} \left(\frac{p}{T} - \frac{p_0}{T_0} \right)} = e^{\frac{p \Delta v}{RT}} \quad \text{и} \quad e^{-\frac{p_0 \Delta v}{RT_0}} = 1.$$

Экспериментальные вязкостно-температурные характеристики отличаются от характеристик, рассчитанных по уравнению (1.10.13) большей крутизной, поэтому для описания зависимости $\mu = F(T, p)$ необходимо принять нелинейную модель зависимости энергии активации от T . В аппроксимирующем уравнении $\nu - T$ это можно отразить функцией:

$$\nu = \nu_0 e^{ap} e^{-\left(\frac{s\Delta t}{T}\right)^n}, \quad (1.10.14)$$

где коэффициенты s и n определяются химическим составом жидкости, типом и количеством присадки (чем больше ρ и M жидкости, тем больше, как правило, коэффициенты s и n). Ниже приведены значения s и n для различных вязкостно-температурных групп масел (табл. 1.15) при $T_0 = 273 + 50$:

Таблица 1.15

Значения s и n для различных вязкостно-температурных групп масел

Группа	1.1	1.2А	1.2Б	1.2	1.3
s	8	8	8	10	9,8
n	1,15	1,25	1,5	1,53	1,58

При переходе от кинематической ν к динамической μ вязкости необходимо учитывать зависимость плотности от температуры и давления:

$$\mu = \nu \rho_0 (1 - \beta_t \Delta t + \beta_p \Delta p). \quad (1.10.15)$$

Пьезокоэффициент вязкости a . При постоянной температуре ($\Delta T = 0$) уравнение (1.10.14) превращается в выражение

$$\mu = \mu_0 e^{ap}, \quad (1.10.16)$$

называемое иногда уравнением Баруса. Для большей части углеводородов при $p < 60$ МПа характерна линейная зависимость $\ln \mu / \mu_0 = ap$ и пьезокоэффициент a постоянный. При повышении давления a постепенно уменьшается, поэтому функция $\mu - p$ имеет форму слабовыпуклой кривой. Исключения составляют некоторые полисилоксановые жидкости: при повышении давления в широком диапазоне наблюдается нелинейное и немонотонное изменение вязкости.

Значения пьезокоэффициента вязкости для ряда рабочих жидкостей при давлении до 60 МПа указаны в таблице 1.16. В таблице 1.17 приведены результаты исследований зарубежных авторов при давлении до 350 МПа. Из последних следует, что до давлений 200 МПа можно полагать, что $a = \text{const}$.

В грубом приближении пьезокоэффициент a базовых нефтяных масел растет в функции вязкости μ . Ароматические (ненасыщенные) углеводороды в большей степени изменяют вязкость под давлением, чем парафиновые и нафтеновые. Для смеси углеводородов пьезокоэффициент a определяют по правилу смешения, исходя из группового углеводородного состава, по формуле

$$a = \sum_{i=1}^n a_i \bar{x}_i, \quad (1.10.17)$$

где a_i – пьезокоэффициент для углеводородов соответствующей группы i ; \bar{x}_i – относительное содержание углеводородов этой группы в смеси.

Пьезокоэффициент вязкости рабочих жидкостей

Жидкость	$t, ^\circ C$	$a \cdot 10^4 \text{ МПа}^{-1}$
Масло АУ	10	310
	20	240
	50	170
	90	100
Керосин	30	170
Трансформаторное масло ТКп	10	29
	50	0170
	90	110
Турбинное масло Тп	20	250
	38	200
Масло МС-14	50	190
	75	150
	100	130
Масло И-30	20	230
	40	170
	80	125
Масло для прессов П-28	50	230
	75	180
	100	140
Масло ИС-45	20	260
	50	130
Масло Шелл Теллус-23	50	170
Вода	–	0
Глицерин	34	57
Водно-глицериновая жидкость ПГВ	–32	33
	0	20
	20	17
	50	15
	80	13
	100	12
Силиконовая жидкость	20	140
Эфир фосфорной кислоты (типа Скайдрол)	38	234
	66	175
	93	125

**Влияние химического состава и концентрации загущающей присадки
на вязкость и пьезокоэффициент вязкости жидкостей**

Жидкость	Концентрация массо- вая, %	μ_{40} , МПа·с, при p , МПа			$a \cdot 10^4$, МПа ⁻¹ , при p , МПа		
		0,1	140	350	0,1	140	350
Масло нефтяное парафиновое ($M=400$; $\bar{\rho}_{20} = 0,86$); Загуститель–ПМК	0	29	–	7400	183		189
	4	65	–	12000	170		137
	8	140	–	45000	1610		161
Масло нефтяное нафтенное ($M=305$; $\bar{\rho}_{20} = 0,92$); Загуститель–ПМК	0	22	460	–	214		–
	4	60	1140	–	209		–
Диэфир-бис-2- этил- гекселбацинат ($\bar{\rho} = 0,93$)	0	11	–	540	–		83
Диметилсилоксан, ($M=7000$, $\bar{\rho}_{25} = 0,968$)	0	79	–	5100	–		113
Фторсиликон ($M=4000$, $\bar{\rho}_{25} = 1,23$)	0	100	–	62000	–		189

Влияние химического состава масла на a больше проявляется при низких температурах и высоких давлениях. Загущающие высокополимерные присадки винипол и полиметакрилат изменяют пьезокоэффициент. Как правило, с увеличением концентрации и молекулярной массы загустителя пьезокоэффициент уменьшается, однако отмечены и противоположные эффекты.

Пьезокоэффициент вязкости уменьшается при росте температуры от T_0 до T . Из соотношения $a = \Delta v / RT$ при начальном пьезокоэффициенте a_0 получим $a = a_0 T_0 / T$.

Из данных табл. 1.16 и 1.17 следует, что пьезокоэффициент вязкости для синтетических жидкостей типа диэфиров и силоксанов несколько меньше, чем для нефтяных масел, а для фосфатов близок к последним. Существенно меньше пьезокоэффициент у глицерина. Вязкость воды почти не изменяется с давлением, поэтому водно-глицериновые смеси типа ПГВ в области положительных температур отличаются малым a .

1.11. Поверхностное натяжение рабочей жидкости. Факторы, влияющие на поверхностное натяжение

Граничный слой между жидкой и газовой фазами можно рассматривать, как третью фазу со свойствами, промежуточными между свойствами жидкости и газа. В этом слое, эффективная толщина которого всего несколько молекул, создаются весьма большие градиенты плотности и молекулярной энергии. Силы, действующие на каждую молекулу граничного слоя, неуравновешенны, поэтому перемещение из него молекулы вглубь жидкости или в граничную среду сопровождается совершением работы. Величина и знак этой работы зависят от соотношения между силами взаимодействия молекул поверхностного слоя с молекулами в объеме жидкости и с молекулами второй среды. Переход молекул из объема жидкости к поверхности сопровождается отрицательной работой, т.е. требует затрат внешней энергии. Основной величиной, характеризующей свойства поверхности жидкости, является коэффициент поверхностного натяжения σ , который определяется отношением свободной энергии граничного слоя к ее поверхности. Единицы измерения σ – Дж/м² или Н/м. Единица Н/м соответствует отношению контурной силы P_σ в Н к длине контура l поверхности жидкости в м. Давление поверхностного натяжения заметно сказывается лишь при малых объемах жидкости:

$$P_\sigma = \frac{2\sigma}{r}. \quad (1.11.1)$$

где r – радиус сферы.

Поверхностное натяжение большей части органических веществ при комнатной температуре находится в пределах 20...40 мН/м, для воды 72...75 мН /м, для жидких металлов 300...600 мН/м (табл. 1.18).

Таблица 1.18

Коэффициент поверхностного натяжения σ при температуре 20 °С

Соприкасающиеся среды		σ , мН/м
Рабочая жидкость	Среда	
Метилсилоксановая	Воздух	19–20
АМГ-10		26,5
ВМГЗ		27,6
АУ		29,8
АУП		29,4
И-30		31,6
Автол-10		32,2
Фосфатная типа Скайдрол		30,8
Водно-глицериновая ПГВ		42,5
Масло АУ	Электролит (5%-й водный раствор HCl)	33
Масло АУ	То же, с 5% присадки АКОР-1	25
Масло АУ	То же с 5% присадки МНИ-5	11

Если коэффициент поверхностного натяжения дан без указания соприкасающейся с жидкостью среды, то следует понимать, что она соприкасается с собственным паром или газом под малым давлением. В этом случае контактирующая среда практически не влияет на граничный слой жидкости. Когда жидкость контактирует с другой жидкостью, газом под высоким давлением или твердым телом, то свободная энергия граничного слоя уменьшается вследствие взаимодействия его с частицами внешней среды. В системе двух несмешивающихся жидкостей межфазное натяжение σ_i существует на каждой границе раздела. Оно аналогично поверхностному натяжению между жидкостью и паром, и его оценивают по правилу Антонова уравнением

$$\sigma_i = |\sigma_1 - \sigma_2|, \quad (1.11.2)$$

где σ_1 и σ_2 – поверхностные натяжения жидкостей, измеряемые относительно общего газа.

С повышением температуры t коэффициент σ уменьшается и становится равным нулю при критической температуре $t_{кр}$, что описывается линейным эмпирическим уравнением

$$\sigma = K_{\sigma} [t_{кр} - (t + 6)] V^{2/3}, \quad (1.11.3)$$

где K_{σ} – коэффициент ($K_{\sigma} \approx 2,1$ при σ в мН/м); V – мольный объем, см³/моль.

Применительно к нефтяным углеводородам эта формула справедлива при $t \ll t_{кр}$, так как они начинают разлагаться при $t < t_{кр}$.

Коэффициент поверхностного натяжения увеличивается с ростом молекулярной массы. Он также зависит от химического состава углеводородов. Наибольший σ имеют ароматические углеводороды (28,5...32,5 мН/м), наименьший – парафиновые (25...28 мН/м); промежуточные значения характерны для нафтеновых углеводородов (29...32 мН/м). Коэффициент поверхностного натяжения рабочих жидкостей зависит также от состава присадок и продуктов старения. Поверхностно-активные вещества (ПАВ) – спирты, фенолы, нафтеновые, кислоты, смолы, асфальтены – уменьшают σ . При увеличении содержания ПАВ в масле σ сначала резко уменьшается, затем стабилизируется, что свидетельствует о полном насыщении поверхностного слоя молекулами ПАВ.

Поверхностное натяжение уменьшается с ростом давления контактирующего с жидкостью газа. Для ряда жидкостей и газов экспериментальные значения σ связаны с давлением p линейным уравнением

$$\sigma = \sigma_0 (1 - \sigma'' p), \quad (1.11.4)$$

Коэффициент σ'' зависит при этом исключительно от температуры и природы газа, используемого для создания давления. Механизм этого явления можно объяснить изменением структуры граничного слоя жидкости, контактирующей с газом высокого давления, вследствие возрастания растворимости газа.

1.12. Давление насыщенного пара. Испаряемость. Кипение

Испарение происходит при любой температуре, увеличиваясь по мере ее повышения. Однако до температуры вспышки количество испарившейся жидкости невелико. При достижении температуры вспышки $t_в$ количество паров жидкости в воздухе над ее поверхностью становится достаточным для образования воспламеняющейся смеси. Интенсивное испарение начинается после достижения температуры вспышки вследствие выкипания компонентов масла. Кипение – это процесс, когда испарение происходит по всему объему жидкости. Зависимости количества G_u испарившейся жидкости от температуры называют *кривыми фракционной разгонки*. На рис. 1.14 приведены кривые фракционной разгонки для масел МГЕ-10А и АУП (соответственно кривые 1 и 2).

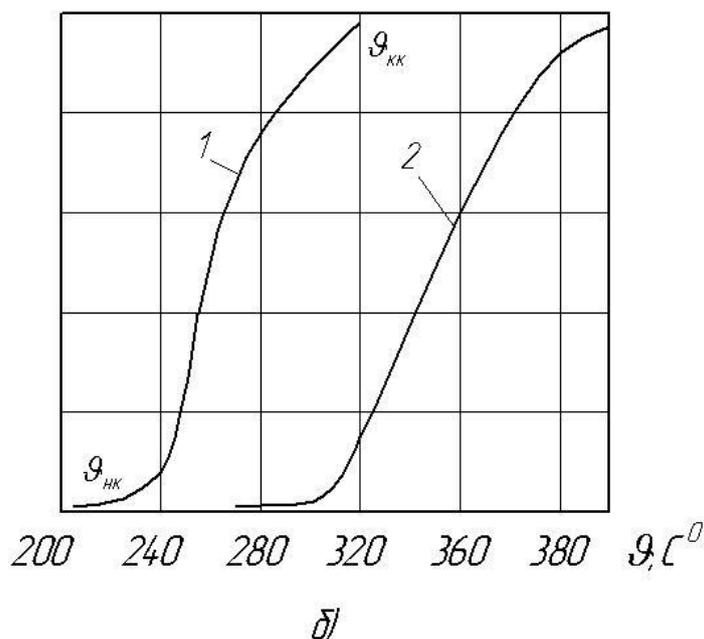


Рис. 1.14. Кривые фракционной разгонки: масел типа МГЕ-10А(1), АУП(2)

Если испарение происходит в свободном пространстве, то почти все молекулы, перешедшие при испарении в паровую фазу, удаляются от поверхности жидкости и обратно не возвращаются. Если жидкость находится в замкнутом пространстве, то после достижения в нем определенной концентрации паров устанавливается равновесие между испарением и конденсаци-

ей, а давление пара становится постоянным; это давление называется давлением насыщенного пара ($p_{н.п.}$).

Количество теплоты L , которую надо подвести для испарения определенного количества жидкости, называют *скрытой теплотой испарения* или *теплотой фазового перехода*. При нагревании химически чистых веществ вся подведенная энергия затрачивается на выкипание. Нефтепродукты, выкипающие в интервале температур от $t_{нк}$ до $t_{кк}$, требуют подведения дополнительной энергии L' для нагревания остальной части смеси, не выкипающей при данной температуре. Теплоту фазового перехода L можно определить по эмпирическому уравнению:

$$L = (35,6 + 19,2 \lg T) T_k / M, \quad (1.12.1)$$

где L – в Дж/г; T_k – температура кипения, К; T – в К.

Ориентировочные значения L , Дж/г: бензин – 300...315, лигроин – 270...285, керосин – 230...250, масло – 170...200, вода – 2360.

Уравнение давления насыщенного пара $p_{нп}$ при температуре T получим, объединив уравнение плотности молекул пара ρ_0 над жидкостью с уравнением его состояния:

$$p_{нп} = \rho k T e^{-L/(RT)}. \quad (1.12.2)$$

После логарифмирования и отнесения $\ln k\rho + \ln T$ в состав постоянной C получим

$$\lg p_{нп} = C - L/(2,31RT). \quad (1.12.3)$$

Отсюда уравнение для расчета $p_{нп}$ при температуре T по известному значению $p_{нп0}$ при температуре T_0 :

$$p_{нп} = p_{нп0} \frac{T}{T_0} e^{\frac{L}{RT_0} - \frac{L}{RT}}. \quad (1.12.4)$$

На рис. 1.15 приведена зависимость давления насыщенного пара от температуры топлив и масел.

$P_i, \text{гПа}$

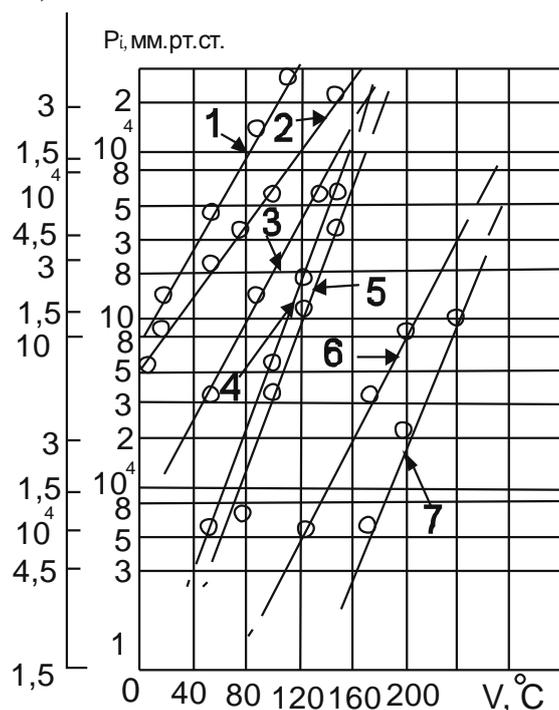


Рис. 1.15. Зависимость давления насыщенного пара (p_i) рабочих жидкостей от температуры (θ):

1 – топливо Т-1; 2 – топливо Т-5; 3 – масло АМГ-10; 4 – масло МГЕ-4А; 5 – масло МГЕ-10А; 6 – масло АУП; 7 – вязкое масло на базе АСВ-5

Давление насыщенного пара уменьшается с увеличением вязкости и молекулярной массы масла (табл. 1.19).

Таблица 1.19

Давление насыщенного пара p_i нефтяных масел

Вязкостная группа масла	$\nu_{50}, \text{сСт}$	М	p_i гПа, при температуре $^{\circ}\text{C}$		
			60	100	120
Маловязкое	4	200	1	6,5	17
Средневязкое всезонное	10	210	0,65	4,5	10,5
	13	285	0,2	0,8	1,4
Средневязкое вязкое	23	360	–	0,1	0,2

Количество жидкости G_u , испарившейся в замкнутое пространство объемом V , определяют по давлению насыщенных паров. Если абсолютное

давление в этом пространстве p_a , то после достижения состояния равновесия при температуре t относительное содержание паров $\bar{G}_u = G_u / V$ (мг/л)

$$\bar{G}_u = \frac{p_m}{p_a} \frac{M10}{V_t}, \quad (1.12.5)$$

где M – молекулярная масса жидкости; $V_t = V_0(1 + \beta_{tc}\Delta t) = 22,4(1 + \beta_{tc}\Delta t)$ – молярный объем паров жидкости в л; V_0 – объем паров при нормальных условиях; $\beta_{tc} = 0,003671/^\circ C$; $\Delta t = t - t_0$ ($^\circ C$).

Сложным вопросом является определение скорости испарения, зависящей, кроме давления и температуры, от многих факторов: свойств жидкости, площадей испарения и конденсации, условий отвода пара от поверхности жидкости. При испарении в замкнутый объем V (резервуар) со свободной поверхности жидкости площадью F_0 часть паровой фазы G_{u1} конденсируется на стенках площадью F_f , а часть находится в пространстве объема. Равновесие системы достигается через интервал времени t_y , зависящий от соотношения площадей F_0 и F_f , а также от свойства поверхностей поглощать пары. При испарении в открытый резервуар равновесие системы характеризуется постоянной скоростью испарения. Скоростью испарения I со свободной поверхности жидкости называют количество жидкости в г, испарившейся с единицы поверхности в 1дм^2 за единицу времени (ч). Очевидным является соотношение

$$G_u = IF_0t. \quad (1.12.6)$$

Общую зависимость испаряемости от температуры отражают S-образные кривые фракционной разгонки (см. рис.1.14). Для весьма пологой ветви кривой при $t \ll t_{нк}$ температурную зависимость $I-t$ можно описать, исходя из уравнений (1.12.4) и (1.12.5):

$$I_T = I_0 \frac{T}{T_0} e^{\frac{L}{RT_0} \frac{\Delta T}{T}}, \quad (1.12.7)$$

где I_T – скорость испарения при температуре T ; I_0 – известная скорость испарения при температуре T_0 .

Температура вспышки является критерием испаряемости в стандартных условиях.

1.13. Растворимость газов в рабочих жидкостях. Кавитация. Пенообразование

Растворение в жидкости газов представляет собой процесс проникновения молекул газа из окружающей среды через свободную поверхность внутрь жидкости. В рабочей жидкости гидропривода может содержаться от 3 до 5% нерастворенного воздуха. Растворенный воздух практически не влияет на модуль объемного сжатия жидкости. Нерастворенный воздух может существенно изменить сжимаемость рабочей жидкости. Если уменьшается давление или повышается температура жидкости, то газ начинает выделяться в виде пузырьков и в жидкости образуются разрывы сплошности. Газ выделяется из жидкости до тех пор, пока не наступит равновесие между жидкой и газовой средами. При выделении газа жидкость вспенивается.

Растворимость газов в жидкостях подчиняется закону Генри:

$$\frac{V_g}{V_{ж}} = k \frac{P}{P_0}, \quad (1.13.1)$$

где V_g – объем газа в жидкости, приведенный к нормальным условиям – P_0, T_0 ; $V_{ж}$ – объем жидкости; k – коэффициент растворимости; P – давление жидкости.

Для воды при $20^\circ C$ $k = 0,016$; для керосина при тех же условиях $k = 0,13$.

При понижении давления газ, растворенный в жидкости, выделяется, причем интенсивнее, чем растворяется в ней. Это явление может отрицательно сказываться на работе гидросистемы. Из-за наличия в масле мелких пузырьков воздуха, плохо растворимых при относительно малых давлениях (от 0,1 до 5 МПа), интенсивно уменьшается температурный коэффициент объемного расширения β_t . При давлении большем 5 МПа жидкость становится практически однофазной системой с полностью растворенной газовой фазой.

Температурная деформация двухфазной системы масло – газ при медленно протекающих процессах под давлением P_0 и P описывается приближенными уравнениями:

$$\Delta \bar{V}_{T_0} = \left(\frac{V_z}{V_0} \frac{1}{T_0} + \beta_t \right) \Delta T; \quad (1.13.2)$$

$$\Delta \bar{V}_T = \left(\frac{1}{V_0} \frac{V_z P_0}{P} \frac{1}{T_0} + \beta_t \right) \Delta T, \quad (1.13.3)$$

где $\Delta \bar{V}_{T_0}$ – относительное температурное изменение объема жидкости при $P = P_0$; V_z – объем пузырьков газовой фазы (обычно воздуха) в общем объеме V_0 при параметрах P_0, T_0 ; $V_z P_0 / P$ – объем газовой фазы при давлении P ; $\Delta \bar{V}_T$ – относительное температурное изменение объема жидкости при давлении P .

При создании современных гидрофицированных машин с высокими динамическими и прочностными параметрами, в том числе приводов с большим объемом рабочей жидкости в исполнительных механизмах, необходимо не только учитывать факт наличия воздуха в рабочей жидкости, но и предусматривать меры по поддержанию его содержания на минимальном уровне. Атмосферный воздух, попадающий в гидравлические системы, всегда содержит в себе пары воды. Вода в сочетании с воздухом усиливает окислительные и кавитационные процессы в масле. При наличии этих примесей в маслах на нефтяной основе ускоренно растут кислотное число и число омыления, интенсивно разрушаются легирующие присадки, ухудшается деэмульгирующая способность и повышается пенообразование. В этих условиях масла значительно быстрее, чем это предусмотрено техническими условиями на эксплуатацию гидрооборудования (до 25...30% времени установленного ресурса), теряют свои служебные свойства, что отрицательно сказывается на работе элементов гидрооборудования. В частности, происходит повышенный износ трущихся поверхностей, наблюдаются случаи заклинивания золотниковых пар и зарастивание дросселирующих щелей лакообразными отложениями.

ями. В масле образуются продукты окисления и старения, закупоривающие поры фильтроэлементов.

Наличие в рабочей жидкости растворенного, и особенно, нерастворенного воздуха, заметно снижает выходные параметры гидропривода и гидросистем в целом, такие как коэффициент подачи насоса, расходные характеристики дросселирующих устройств, быстродействие, точность позиционирования и равномерность перемещения исполнительного гидродвигателя.

Помимо этого, воздух и пары воды в зонах переменного давления усиливают кавитационную эрозию деталей насосов и гидроаппаратуры, значительно повышают шум и вибрацию гидросистемы, способствуют повышению температуры рабочей жидкости и возможности самовоспламенения масла.

В настоящее время в нормативно-технической документации на рабочие жидкости гидросистем не приводятся данные по растворимости газов (воздуха) и не лимитируется их содержание как в растворенном, так и в нерастворенном (дисперсном) состоянии. Оговаривается лишь отсутствие воды в состоянии поставки. На практике же вследствие использования негерметичной тары при транспортировке и хранении в минеральных маслах присутствует определенное количество воздуха и воды.

Время, в течение которого происходит насыщение рабочей жидкости воздухом, зависит от площади поверхности раздела, приходящейся на единицу объема; степени возмущенности жидкости на этой поверхности; давления; коэффициента диффузии; коэффициента поверхностного натяжения на границе газ–жидкость и от шероховатости поверхности деталей гидрооборудования. Условия выделения растворенного воздуха зависят, в основном, от тех же факторов, что и насыщение, но дополнительно – от наличия активных центров газовыделения, которыми являются включения механических примесей и микропузырьков газа. Однако выделение происходит интенсивнее, чем насыщение, в результате турбулентности потока жидкости в каналах гидросистемы и их вибрации. Иногда считают, что растворенный воздух, в отличие от нерастворенного, практически не влияет на свойства рабочих

жидкостей. Однако независимое рассмотрение этих двух состояний воздуха неправомерно, поскольку они в работающем приводе находятся в динамическом равновесии. Это объясняется последовательным переходом воздуха из нерастворенной фазы в растворенную фазу и, наоборот, в зависимости от прохождения им зон и участков пониженного и повышенного давления. Данные об объемном содержании нерастворенного воздуха различаются в оценках. Принято считать, что в масле действующей гидросистемы содержится от 0,5 до 5%, а в отдельных случаях до 10...15% нерастворенного воздуха от общего объема жидкости.

Растворимость кислорода в жидкости на 40...50% больше, чем воздуха. Это обстоятельство в значительной степени интенсифицирует процесс окисления масла [7]. Наличие воздуха приводит к значительному снижению объемного модуля упругости жидкости, а также к увеличению вязкости. Это оказывает существенное влияние на показатель гидродинамической несущей способности масляной пленки. Повышение вязкости масла в сочетании с дисперсной фазой воздуха способствует седиментации пузырьков, взаимодействующих друг с другом, что приводит к расслоению жидкости в резервуаре на три условных слоя: верхний – пена; средний – жидкость, насыщенная пузырьками, и нижний – полностью дегазированная жидкость. Пена, взаимодействуя с продуктами окисления масла, образует устойчивые эмульсии, которые могут удаляться только методом флотации или центрифугированием, поскольку пористые фильтроэлементы ими быстро заиливаются. Эти эмульсии, превращаясь со временем в вязкие включения, откладываются на прецизионных парах, нарушая их нормальную работу. Известно, что при адиабатическом сжатии воздушных пузырьков в зонах повышенного давления возникают местные температуры порядка 1100...1500⁰С. Некоторые исследователи считают это основной причиной старения масел, фактором, приводящим к термическому крекингу масла.

Кавитация жидкости – это состояние движущейся жидкости, при котором в результате снижения давления возникают газовые и паровоздушные

пузырьки с последующим их разрушением внутри жидкости. Разрушение (конденсация) пузырьков происходит с большой скоростью. При этом возникают местные гидравлические удары, которые создают повышенные шум и вибрацию. Кавитация приводит к эрозионному разрушению стенок конструкции и окислению масел. Кавитация возникает на входе самовсасывающего насоса; при открытии клапанов, когда резко понижается давление и увеличивается скорость; в рабочих камерах гидроцилиндров при очень быстром движении поршня. При этом уменьшается подача насоса, возрастают динамические нагрузки на отдельные детали, понижается надежность гидропривода. Для предотвращения кавитации создают подпор рабочей жидкости на входе в насос, уменьшают скорость рабочей жидкости и длину всасывающего трубопровода, ограничивают максимальные скорости движения поршней гидроцилиндров. Наличие в жидкости нерастворенного воздуха приводит к недозаполнению рабочих камер насосов и снижению их производительности. Подсчитано, например, что при 5%-м содержании этой фазы объемный КПД насоса при давлении 20 МПа уменьшается примерно на 10%.

Установлено, что увеличенное содержание воздуха усиливает кавитационные процессы и приводит к эрозии поверхностей деталей, расположенных в зонах схлопывания пузырьков. Кавитационная эрозия, как показали расчеты и непосредственные измерения, вызвана высокими местными давлениями, достигающими 150...200 МПа, и температурами порядка 1000...1500⁰С. На интенсивность кавитационного разрушения влияют свойства рабочих жидкостей, давление и температура. Исследования показывают, что паровая кавитация значительно активнее вызывает эрозию поверхностей деталей, чем смыкание газовых пузырьков.

Воздух интенсифицирует кавитацию в дроссельных элементах, что сопровождается возрастанием сопротивления проточной части и снижением их расходных характеристик. Исследования по определению «критических» (срывных) режимов работы дросселирующих устройств были проведены в МВТУ им. Н.Е.Баумана. При небольших сечениях трубопроводов (особенно

в местах промежуточных соединений) вследствие указанных причин могут образовываться воздушные пробки, и тогда движение газо-жидкостной фазы приобретает прерывистый (импульсный) характер. В процессе работы гидропривода газосодержание постоянно возрастает до некоторого равновесного состояния, определяемого свойствами жидкости и условиями эксплуатации привода. Последнее обстоятельство понижает жесткость гидросистем, приводит к прерывистому движению выходных звеньев, может вызвать нарушение устойчивости против автоколебаний и ухудшает динамические характеристики гидравлических следящих систем. Сжимаемость жидкости, обусловленная присутствием воздуха в быстродействующем приводе, увеличивает время срабатывания исполнительных механизмов.

Одним из отрицательных последствий кавитации является гидроэрозионный износ в объемных гидромашинах. При существенном увеличении давления происходит деформация пузырьков нерастворенного воздуха с соответствующим изменением температуры. Если повышение температуры происходит за такой промежуток времени, что отвод тепла будет исчезающе мал, то температура после завершения процесса сжатия

$$T_2 = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} T_1, \quad (1.13.4)$$

где индексы 1 соответствуют начальному состоянию, индексы 2 – конечному состоянию;

n – показатель политропы, который зависит от физических свойств нерастворенного воздуха. Показатель политропы существенно повышается с ростом давления и несколько уменьшается с повышением температуры. Расчеты по уравнению (1.13.4) показали, что при изменении давления от 0,1 до 5 МПа, показателе политропы $n = 1,7$ и начальной температуре 323 К конечная температура внутри пузырька составляет около 1300°C .

Повышение температуры в деформируемых под действием давления пузырьках и сопровождающий это повышение «дизель-эффект» были зафиксированы экспериментально. Этими локальными температурами объясняют

возникновение каверн на поверхностях уплотнений и рукавов, особенно в местах, близких к креплениям соединений. Накопление таких каверн приводит к катастрофическим разрушениям. Увеличение количества пузырьков приводит к возрастанию суммарной их поверхности и увеличению интенсивности теплообмена.

Как было отмечено выше, атмосферный воздух, попадающий в гидросистему через штуцеры гидробаков, фильтры-сапуны и неплотности соединений, всегда содержит пары воды. Если предположить, что в пузырьке воздуха находится капля воды, то при практически мгновенном повышении температуры внутри газового пузырька до расчетных значений (1300°C) должно произойти такое же мгновенное испарение капли воды, сравнимое по эффекту со взрывом. При этом ударная волна, фронт которой образуют капли, достигнет поверхности канала, осуществляя своего рода ее «бомбардировку». Помимо чисто механического действия «взорвавшейся» капли, по видимому, должна происходить пластическая деформация металлической поверхности, связанная с локальным повышением температуры. В результате на ней могут появляться углубления, напоминающие питтинг. Указанные явления способны усиливать коррозионные процессы на поверхности металла и внутри микроуглублений. При происходящем одновременно процессе трения металлических поверхностей, помимо удаления выбитых серией ударных волн частиц металла, в местах локального повышения температуры может произойти схватывание (сварка) этих поверхностей с последующим их разрушением. Допуская, что процесс «взрыва» капли происходит при постоянном объеме газового пузырька, можно считать, что под воздействием паров влаги давление внутри него увеличится, а градиент давления, обусловленный разностью давлений внутри пузырька и в окружающей среде, будет тем больше, чем меньше давление в гидросистеме. Таким образом, скорость изнашивания поверхностей проточных каналов должна уменьшаться при повышении давления в гидросистеме. Этот вывод был подтвержден экспериментально [8, 9, 10, 11].

1.14. Облитерация

Облитерация – это свойство рабочей жидкости заращивать узкие каналы и капиллярные щели при ее течении под действием перепада давлений. Облитерация – сложное физико-химическое явление, при котором на стенках капиллярного канала образуются структуры твердого граничного слоя из молекул масла. При движении активно-полярных молекул через щелевые зазоры и капиллярные каналы, обладающие поверхностной энергией в виде внешнего электрического поля, на стенках каналов происходит отложение этих молекул. Каталитическое воздействие на облитерацию оказывают скорость протекания масла, величина щелевого зазора или капиллярного канала и перепад давления. Облитерация вызывает уменьшение проходного сечения капиллярной щели и, следовательно, уменьшение расхода рабочей жидкости через щель. С увеличением перепада давлений интенсивность облитерации увеличивается. Облитерация отрицательно влияет на работу золотниковых клапанов и распределителей, так как в результате ее происходит «залипание» золотников. При этом уменьшаются проходное сечение и резко увеличиваются силы, необходимые для перемещения золотника, уменьшается чувствительность следящих систем. Одним из методов борьбы с облитерацией является сообщение золотнику или втулке распределителя возвратно-поступательных или осциллирующих движений (вибраций) с большой частотой и малой (несколько мкм) амплитудой [5, 12].

1.15. Теплоемкость и теплопроводность рабочих жидкостей

Удельная теплоемкость однородной жидкости – это отношение количества теплоты к массе жидкости и разности температур (или отношение теплоемкости к массе):

$$c = \frac{Q}{m\Delta T} = \frac{C}{m} \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]. \quad (1.15.1)$$

Для минеральных масел до 100°C (373 К) $c = 1880 \dots 2090$ Дж/кг·К.

Теплопроводность однородной жидкости – это отношение теплового потока к площади поверхности, нормальной к тепловому потоку и градиенту температур (или отношение поверхностной плотности теплового потока к градиенту температур):

$$\lambda = \frac{\Phi}{S \cdot \text{grad}T} = \frac{q}{\text{grad}T}, [\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})], \quad (1.15.2)$$

где $\Phi = \theta/t$ – тепловой поток, Вт; S – площадь поверхности, м^2 ; $\text{grad}T = \frac{T_1 - T_2}{j}$ – градиент температуры, $\text{К}/\text{м}$; $q = \frac{\Phi}{S}$ – поверхностная плотность теплового потока.

Для минеральных масел $\lambda = 0,128 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

1.16. Температуры застывания, вспышки, воспламенения, самовоспламенения и пожаровзрывобезопасность рабочих жидкостей

Температура застывания – это температура, при которой масло густеет настолько, что при наклоне пробирки на 45° его уровень в течение 1 минуты остается неизменным. Температура эксплуатации гидропривода должна быть выше температуры застывания на $10 \dots 17^\circ$.

Температура вспышки (ГОСТ 6356-75) – это температура, при которой пары масла, нагреваемого в открытом или закрытом тигле, образуют с окружающим воздухом смесь, вспыхивающую при поднесении к ней пламени. Максимальная температура нагрева рабочей жидкости на нефтяной основе должна быть на $10 \dots 15^\circ\text{C}$ ниже температуры вспышки в открытом тигле.

Пожароопасность эксплуатации гидропривода с горючей рабочей жидкостью определяется температурным режимом его работы. Жидкости подразделяются на легковоспламеняющиеся (ЛВЖ), горючие, трудногорючие и негорючие (НГЖ). ЛВЖ в качестве рабочих жидкостей не применяют. Нефтяные масла относятся к категории горючих жидкостей (при температуре вспышки $65 \dots 120^\circ\text{C}$ – к категории III, при температуре вспышки свыше 120°C – к категории IV).

Существуют две наиболее вероятные причины пожароопасных ситуаций. Первая возникает при аварии гидросистемы, когда рабочая жидкость может распыляться под высоким давлением и попадать на раскаленные поверхности некоторых элементов. При этом происходит разложение и окисление горючих и даже трудногорючих жидкостей, в результате чего при определенной температуре t_{ce} возможно *самовоспламенение* в среде воздуха. Температура самовоспламенения t_{ce} зависит от условий теплообмена и других причин, поэтому не является строго определенной для каждой жидкости. В связи с этим за температуру самовоспламенения принимают минимальную температуру поверхности, при которой происходит воспламенение жидкости в стандартных условиях, например, по ГОСТ 13920-68. В отличие от температуры вспышки температура самовоспламенения относительно мало зависит от плотности и молекулярной массы масла и находится в пределах $225...280^{\circ}C$ для масел от МГЕ-4А до вязкого. Вблизи гидропривода, работающего с горючими маслами, недопустимо размещение элементов с температурой поверхности выше $0,8 t_{ce}$ (т.е. практически выше $200^{\circ}C$).

Другой вероятной причиной пожароопасной ситуации является образование горючей паровоздушной смеси в помещении (отсеке), где находится гидропривод и имеются внешние источники воспламенения, например, электрические контакторы. Для вспышки или взрыва паровоздушной смеси количество кислорода в смеси должно быть не менее 10% по объему. Теоретически необходимое для горения соотношение смеси паров с воздухом или другим окислителем называется *стехиометрическим*. Практически имеется определенная область концентраций, при которой смесь может воспламениться от источника зажигания с последующим распространением горения от источника по объему смеси. Граничные концентрации этой области называют нижним K_n и верхним K_e концентрационными пределами. Им соответствуют нижний t_n^{**} и верхний t_e^{**} температурные пределы воспламеняемости. При концентрации паров в смеси ниже K_n горение от источника не распро-

страняется, так как имеющийся в смеси избыток воздуха поглощает выделяющуюся теплоту и препятствует горению. При концентрации паров более K_g горение от источника не распространяется из-за недостатка кислорода в смеси. Связь между концентрационными K и температурными t^{**} пределами области воспламенения определяется отношением давления насыщенного пара p_i к атмосферному давлению p_a в отсеке. Объемные концентрации паров в смеси: $K_{vH} = (p_{iH} / p_a)100\%$ и $K_{vB} = (p_{iB} / p_a)100\%$, где p_{iH} и p_{iB} – давление насыщенного пара соответственно при t_n^{**} и t_g^{**} .

Концентрационные пределы области воспламенения K_{Gn} и K_{Ge} указывают иногда в технических условиях на масло. В требованиях к производственным помещениям следует указывать безопасные концентрации $K_G = K_B K_{Gn}$, где K_B – коэффициент, равный 2 – 20 в зависимости от вероятности образования горючей смеси и наличия источников воспламенения.

Наиболее благоприятны условия эксплуатации гидропривода на открытых площадках и в хорошо вентилируемых отсеках машин. В этом случае могут быть допущены более высокие рабочие температуры масла. Допустимый предел температуры масла t_{max} при работе гидропривода зависит также от наличия в гидроприводе внутренних полостей, заполняемых паровоздушной смесью, которая при температуре масла $t_n^{**} < t_{max} < t_g^{**}$ становится взрывопожароопасной. В этих полостях не допускается размещение возможных источников воспламенения (например, электрические цепи, способные образовывать при обрыве искру). Экспериментально определенные значения t_n^{**} и t_g^{**} для некоторых рабочих жидкостей указаны в таблице 1.20.

Результаты экспериментального определения показателей рабочих жидкостей, характеризующих их взрывопожароопасность

Показатель	Значения показателя для жидкостей				
	МГЕ-4А	МГЕ-10А	Средне-вязкой	Вязкой	АУП
Молекулярная масса	200	215	350	360	285
Плотность, $\rho / \text{см}^3$	0,82	0,83	0,88	0,89	0,89
Вязкость ν_{50} , сСт	3,8	10	15	25	13
Температура вспышки в закрытом приборе (ГОСТ 6356-75), заданная документацией, $^{\circ}\text{C}$	94	96	162	196	145
Температура вспышки в открытом приборе (ГОСТ 13920-68)	100	104	172	202	156
Температура воспламенения в открытом приборе, $^{\circ}\text{C}$	110	110	194	226	170
Температурный предел воспламенения, $^{\circ}\text{C}$					
нижний \mathcal{G}_H^{**}	86-91	86-93	165	177	140-147
верхний \mathcal{G}_B^{**}	129-131	142	204	236	195
Стандартная температура самовоспламенения \mathcal{G}_{BC} (по ГОСТ 13920-68), $^{\circ}\text{C}$	237	226	243	281	241-253
Концентрационные пределы воспламенения при температуре 25 $^{\circ}\text{C}$, %:					
$K_{\mathcal{G}_H}$	0,5	0,5	–	0,3	0,38
$K_{\mathcal{G}_B}$	4,9	4,9	–	3,4	3,6

Интервал от t_e^{**} до t_n^{**} уменьшается с ростом молекулярной массы углеводорода. Для проверки наибольшей допустимой температуры гидропривода с трудногорючей синтетической рабочей жидкостью целесообразно проведение экспериментов с имитацией наиболее жестких условий эксплуатации. При этом следует иметь в виду, что загорание рабочей жидкости всегда должно быть событием с крайне малой вероятностью.

1.17. Кислотность масел. Стабильность против окисления

Химическая стабильность рабочих жидкостей оценивается *кислотным числом* (КОН), которое определяет количество миллиграммов едкого калия, нейтрализующего 1 г масла. У свежего масла без присадок КОН равен 0,1 – 0,2 мг, при введении присадок эта величина удваивается, а при эксплуатации повышается до 0,5 – 0,6 мг. Предельным кислотным числом считается 1,5 мг, после чего масло подлежит замене. Стабильность против окисления определяется по ГОСТ 981-75, 5985-79 или ГОСТ 11362-76.

Химическое разложение жидкости происходит в результате окисления ее кислородом воздуха, каталитическое действие при этом оказывает температура. Повышение температуры на каждые $8 - 10^{\circ}\text{C}$ удваивает окисление минерального масла. Особенно интенсивно жидкость окисляется при наличии в ней растворенного воздуха и механических примесей. Для увеличения срока эксплуатации рабочих жидкостей за счет снижения ее химического разложения при проектировании гидросистемы необходимо:

- стремиться к уменьшению рабочей температуры жидкости;
- обеспечивать надежную фильтрацию жидкости;
- стремиться к уменьшению контакта с воздухом в гидробаке;
- обеспечивать защиту гидросистемы от попадания в нее воздуха и влаги.

Термоокислительные процессы в базовом масле являются основной причиной его старения. Они происходят во всем объеме масла в виде комплекса сложных многостадийных реакций углеводородов вследствие присутствия в нем кислорода (атмосферного, растворенного в жидкости, а также находящегося в молекулах взаимодействующих веществ).

Процесс окисления включает следующие стадии. Первой стадией является инициирование молекул тепловой энергией (усиливаемое при механических и радиационных воздействиях), которое может приводить к диссоциации и разрыву химических связей с образованием свободных радикалов $R\cdot$ (радикалы $R\cdot$ представляют собой части молекул, на конце которых имеется

неспаренный электрон). Дальнейшие стадии представляют собой взаимодействие активированных фрагментов молекул один с другим и с другими молекулами в виде цепной реакции автоокисления: радикалы интенсивно реагируют с кислородом, образуя радикалы перекисей $\dot{R}O_2$, которые в свою очередь реагируют с исходными молекулами углеводородов ($\dot{R}O_2 + RH \rightarrow R\cdot + ROOH$), образуя углеводородные радикалы $R\cdot$ и молекулы гидроперекисей $ROOH$.

При высоких температурах и в присутствии катализаторов, особенно металлов с переменной валентностью (медь, железо, свинец и др.), попадающих в жидкость с загрязнениями, гидроперекиси разлагаются. В результате процесса окисления образуются вода, смолы, кислоты, сложные эфиры, увеличивающие кислотную реакцию масла.

Цепная реакция автоокисления значительно замедляется при наличии в масле антиокислительных присадок. Эти присадки подразделяют на три группы в зависимости от того, на какой стадии процесса окисления они наиболее активны. Например, вводимый в масла ионол относится к ингибиторам группы III; он реагирует с радикалами перекисей, образуя неактивные радикалы и стабильные продукты. Аналогично действие ингибиторов других типов, прерывающих цепную реакцию автоокисления превращением активных радикалов и гидроперекисей в стабильные продукты.

1.18. Смазывающие свойства масел

Смазочные свойства масел – это общее название нескольких свойств масел, влияющих на процессы трения и изнашивания трущихся поверхностей в машинах. Основными из них являются следующие свойства: *антифрикционные*, влияющие на величину трения (коэффициент трения) трущихся деталей; *противоизносные*, влияющие на уменьшение износа трущихся поверхностей при умеренных нагрузках; *противозадирные*, предохраняющие трущиеся поверхности от задира и заедания в условиях высоких нагрузок и высоких температур. Для улучшения смазывающих свойств к нефтяной основе

добавляются противоизносные и противозадирные присадки, в состав которых входят высокомолекулярные жирные кислоты, органические синтезированные соединения, содержащие серу, фосфор, хлор.

Смазывающая способность масел (маслянистость) характеризуется способностью обеспечивать на поверхности металла прочную пленку, препятствующую непосредственному контакту сопряженных деталей. Смазывающая способность масел приобретает большое значение при граничной смазке. В условиях граничной смазки масла, имеющие более высокую маслянистость, обеспечивают наименьшее трение и износ, а также предотвращают заедание трущихся деталей. Наиболее распространенные способы оценки смазывающей способности масел – механические испытания их на приборах и машинах трения. В зависимости от типа машины трения и от методики испытания смазочные свойства масел могут быть выражены различными показателями: коэффициентом трения, нагрузкой или температурой, под действием которых разрушаются масляная пленка или даже трущиеся поверхности, износом трущихся деталей.

Трибосопряжение в зависимости от режима смазки может работать фактически без износа (гидродинамический или жидкостный режимы смазки) и в условиях изнашивания (полужидкостный или смешанный и граничный режим смазки). Смазочный материал (рабочая жидкость) также определяет потери на трение в трибосопряжениях (потери мощности машин и механизмов в результате трения). Порядок величин коэффициентов трения: гидродинамическая смазка – 0,001...0,005; граничная смазка – 0,01...0,1.

В случае гидродинамической или жидкостной смазки малое трение обеспечивается наличием несущего гидродинамического слоя масла, полностью разделяющего поверхности трения, образование которого определяется объемными или вязкостными свойствами масла (внутреннее трение), геометрией деталей узла трения, скоростью и нагрузкой, объемной температурой, а антифрикционные свойства материалов трибосопряжения имеют второстепенное значение.

Наибольшее проявление антифрикционных и противоизносных свойств материалов трибосопряжений происходит в условиях граничной смазки. Граничная смазка представляет собой такой вид смазки, который определяется не объемными вязкостными свойствами смазочного материала, а специфическим взаимодействием смазочного материала и твердого тела в результате физической адсорбции, хемосорбции или химической реакции. При граничном, а также полужидкостном режимах смазки проявляются антифрикционные и противоизносные свойства смазочных материалов, именно в этих условиях можно выявить триботехнические характеристики масел и присадок, предназначенных для снижения износа и трения трибосопряжений.

Существенное уменьшение трения и изнашивания трущихся тел в условиях граничной смазки наблюдается при образовании на их поверхности адсорбционного слоя молекул поверхностно-активных веществ (ПАВ), присутствующих в смазочных материалах. Образование в этих условиях прочных граничных слоев и пластифицированных поверхностей трения (эффект П.А. Ребиндера) доказаны многочисленными работами, послужившими основой современных представлений о трении, изнашивании и смазке твердых тел.

Свойства граничного слоя значительно отличаются от свойств смазочного материала, составляющего объемный слой. Молекулы ПАВ и их ассоциаты, входящие в граничный смазочный слой, образуют на металле достаточно прочный и гибкий ворс, принимающий на себя контактную нагрузку. Такие слои обладают анизотропией механических свойств, выдерживают высокие нормальные нагрузки и имеют низкое сопротивление к действию касательных напряжений. Ориентация полярных компонентов смазочного материала относительно поверхности металла происходит во времени и распространяется, как правило, на значительные расстояния. Толщина граничного слоя зависит от нагрузки, скорости перемещения, состава и свойств смазочного материала и может варьировать от нескольких до 400 – 500 молекулярных слоев и, в зависимости от среднего размера молекулы, может составлять 0,5 – 0,8 мкм.

Продолжительные и высокие нагрузки (температуры) приводят к возникновению схватывания и задира отдельных участков поверхностей трения. Предотвращение задира в таких режимах трения зависит в основном от химических процессов, протекающих на поверхности металла и приводящих к химическому модифицированию его тонкого слоя. Высокие температуры и местные перегревы микроучастков поверхности (локальные температуры могут достигать 1000°C и более) ускоряют химические реакции с металлом серо-, хлор- и фосфорсодержащих присадок и продуктов их превращений, присутствующих и накапливающихся в смазочном материале. При этом на поверхности металла образуются сульфиды, хлориды и фосфиды, а также другие химические соединения, формирующие поверхностные пленки, препятствующие схватыванию и задиру металлических поверхностей и обладающие низким сопротивлением срезу.

Развиваются и другие направления получения прочных, постоянно возобновляемых граничных слоев, защищающих металл от износа и задира. К ним относятся избирательный перенос и трибополимеризация. *Явление избирательного переноса*, связанное с формированием на поверхности металла тончайших пленок меди и других мягких металлов, позволяет в некоторых случаях добиться минимального износа («эффект безызносности») за счет образования на трущихся поверхностях металлоплакирующей пленки и автокомпенсации износа. *Эффект трибополимеризации* заключается в образовании при трении на поверхностях прочных защитных полимерных пленок из вводимых в смазочный материал мономеров или олигомеров, используемых в качестве присадок.

В таблице 1.21 приводятся данные о смазочной способности и максимальной температуре применения смазок.

Смазочная способность и максимальная температура применения смазок

Смазки	Нефтяное масло		Полиэтилсилоксановое масло	
	Противоизносные и противозадирные свойства *	Максимальная температура применения, °С	Противоизносные и противозадирные свойства *	Максимальная температура применения, °С
<u>Кальциевые:</u>				
Гидратированные	4	70	–	–
Комплексные	5	150	4	170
Безводные	4	110	–	–
Натриевые	3	110	2	125
<u>Литиевые:</u>				
Обычные	3	125	2	130
Комплексные	5	160	3	170
<u>Алюминиевые :</u>				
Обычные	4	70	–	–
Комплексные	5	160	4	170
Силикагелевые	3	170	1	170
Бентонитовые	3	150	1	150
Пигментные	5	200	4	300**
Полимоочевинные	4	200	3	230**

* Условно принято: 1 – очень плохие, 2- плохие, 3-средние, 4- хорошие, 5-очень хорошие.

** Для смазок на полиметилфенилсилоксанах

2. ХИММОТОЛОГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

2.1. Основные задачи химмотологического анализа

В результате химмотологического анализа должны быть решены две основные задачи: выбор рабочей жидкости исходя из обеспечения функционирования гидросистемы, работоспособности основных пар трения и совместимости материалов; расчет параметров, необходимых для последующего прогнозирования сроков эксплуатации рабочей жидкости на основании сроков ее старения.

Совершенный химмотологический анализ требует проведения комплекса разносторонних исследований, возможных лишь на базе современных средств математического обеспечения. На первом этапе необходимо раскрыть механизмы физико-химических процессов в связанных с рабочей жидкостью элементах, на основе которых создать модели, поддающиеся математическому описанию. Переходя к системе, необходимо выяснить закономерности влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на процессы в элементах, взаимное влияние этих факторов. В результате возникает задача анализа сложной динамической системы – комплекса моделей процессов в элементах. Ниже изложена методика, основанная на сравнении результатов расчета с опытными данными, цель которой – оценка порядка величин параметров, необходимых при конструировании элементов.

Оценочный химмотологический анализ рассматривает:

– условия работы гидросистемы в течение всего срока эксплуатации (вероятную температуру окружающей среды, температурный и нагрузочный

режимы, соответствующие мощности исполнительных органов и графикам работы);

– анализ структуры гидросистемы, выделение характерных машин и устройств, определяющих ее работоспособность и максимально влияющих на рабочую жидкость; анализ условий работы элементов этих машин и устройств (нагрузок, скоростей скольжения, температур в парах трения и потоках жидкости, мест дросселирования);

– определение уровня тепловых и механических воздействий на рабочую жидкость во время эксплуатации;

– анализ контактирующих материалов и их совместимости с рабочей жидкостью.

Ниже сформулированы основные понятия из области гидравлики, которые используются при химмотологическом анализе.

В наиболее общем смысле совокупность гидравлических устройств, выполняющих определенные функции, называют *гидросистемой*. Гидросистемы, подразделяемые на гидроприводы, системы функционального назначения, системы технологического назначения охватывают широкий диапазон области применения (например, гидропривод ковша экскаватора, система смазки двигателя автомобиля, система подачи охлаждающей жидкости станка и т.д.). Непременной принадлежностью любых гидросистем является наличие жидкости и уплотнений.

Гидропривод (рис. 2.1) включает в свою структуру гидропередачу 1, приводной двигатель 2 или иной источник энергии, вспомогательные 3 и управляющие устройства 4.

Гидропередача является механизмом, включающим обычно два преобразователя энергии (насос 5 и гидродвигатель 6), а также связующее их звено – жидкость, выполняющую функции рабочего тела. Между движением входного Н и выходного Г звеньев гидропередачи обеспечивается определенная кинематическая связь.

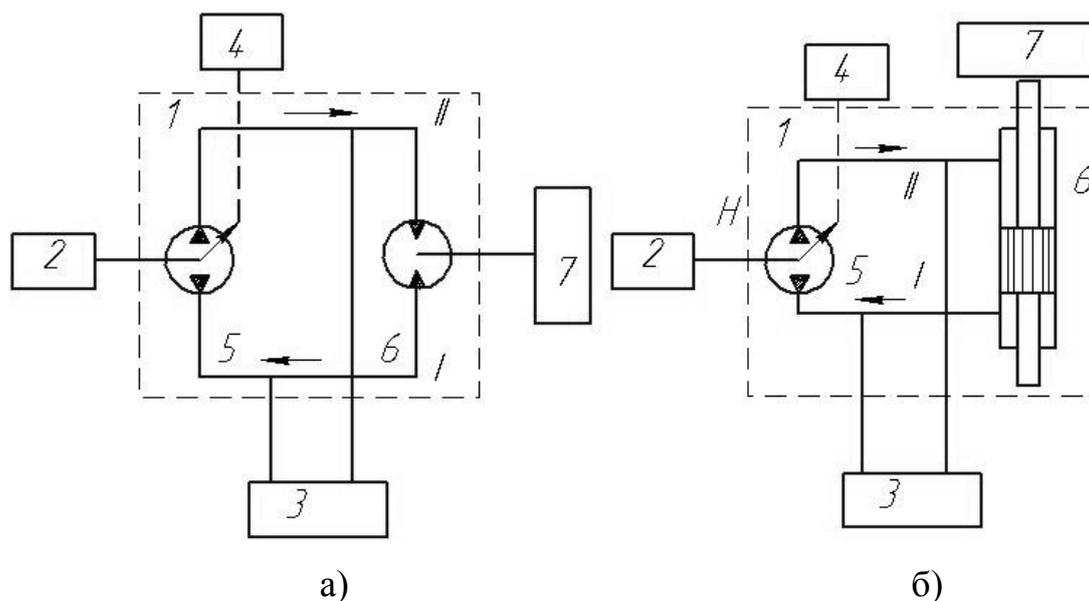


Рис. 2.1. Структурные схемы гидропривода:
а – с гидромотором; *б* – с гидроцилиндром

Энергия потока жидкости ($\text{Дж}/\text{м}^3$), отнесенная к единице объема, выражается уравнением Бернулли в форме

$$p + \rho v^2 / 2 + \rho g z = \text{const}, \quad (2.1.1)$$

где p – удельная энергия давления, Па; $\rho v^2 / 2$ – удельная кинетическая энергия; $\rho g z$ – удельная энергия положения.

Гидравлические машины, предназначенные для преобразования механической энергии движения входного звена (вала, штока) в энергию потока жидкости, называют *насосами*. *Гидродинамические насосы* (центробежные, вихревые) подают жидкость с большим уровнем кинетической энергии. *Насосы объемного типа* подают жидкость под большим давлением при малой удельной кинетической энергии.

Гидродвигателем называют гидравлическую машину, предназначенную для преобразования энергии потока жидкости в энергию выходного звена Г, связанного с рабочим органом машины 7. Гидродвигатели подразделяют на *гидроцилиндры* (рис.2.2а), выходное звено (шток) которых совершает ограниченное возвратно-поступательное движение; *поворотные гидродвигатели* (рис. 2.2б), выходное звено которых совершает ограниченное возвратно-вращательное движение; *гидромоторы* (рис. 2.2в), выходное звено кото-

рых совершает неограниченное возвратно-вращательное или вращательное движение.

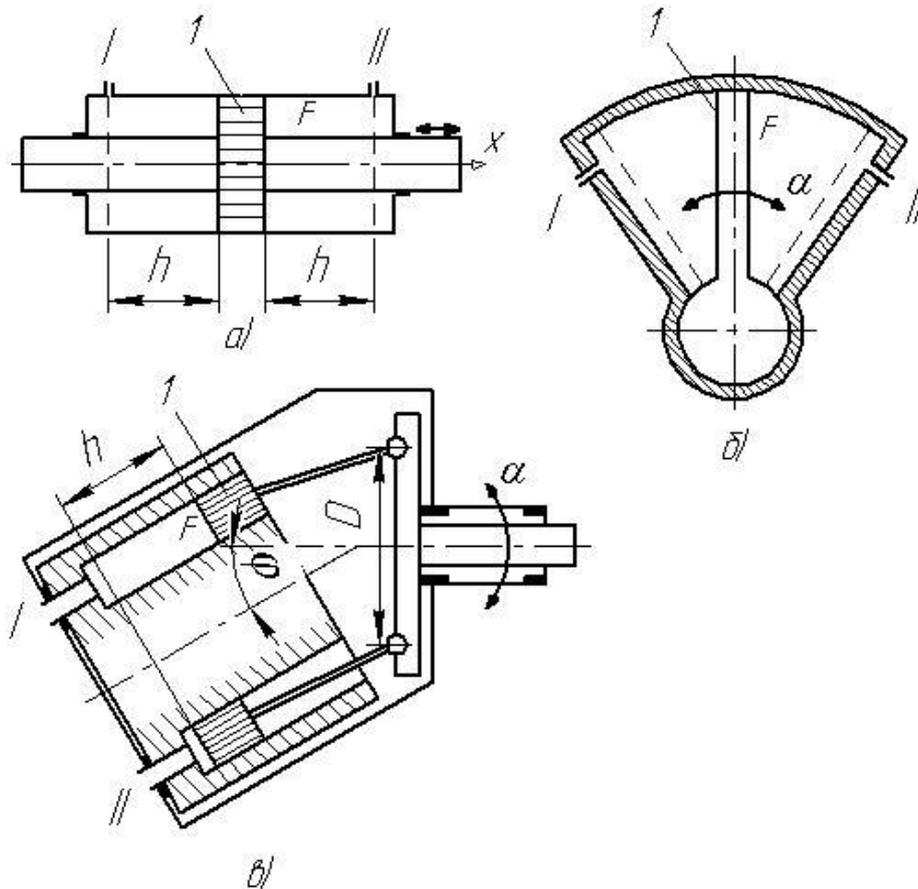


Рис. 2.2. Гидродвигатели

Обычно насосы и гидромоторы идентичны по конструкции и обратимы по функциям, т.е. могут работать как в насосном, так и в моторном режимах.

Гидравлические машины и устройства состоят из гидроэлементов. Основным гидроэлементом насосов и гидродвигателей объемного типа является рабочая камера, по возможности герметизированная, в которой вытеснитель (например, поршень) выполняет работу, изменяя энергетическое состояние жидкости. Связанные с этим кинематические и динамические процессы в целом называются рабочим процессом гидромашины. В машинах и устройствах гидродинамического типа рабочий процесс характеризуется передачей энергии от движущегося органа (рабочего колеса) обтекающей его жидкости, преобразованием энергии в кинетическую энергию струи, взаимодействием потока жидкости с исполнительными органами.

2.2. Рабочий процесс гидропривода и его режимы

Рабочий процесс гидромашины объемного типа (рис.2.2) обеспечивается перемещением в рабочей камере вытеснителя 1 с активной площадью F на величину хода x ($x_{\max} = h$). При этом объем камеры изменяется на $\Delta V = Fx$, и жидкость из рабочих камер насоса вытесняется в магистраль II с давлением p . В гидродвигателе, наоборот, жидкость под высоким давлением p совершает работу перемещения вытеснителя, после чего удаляется в магистраль I низкого давления p_0 . Обычно в насосах и гидромоторах конструктивно объединены z рабочих камер, поэтому за один оборот вала в магистраль подается объем жидкости q ($\text{см}^3/\text{об}$), называемый рабочим объемом гидромашины (употребляют также величину $w = q/2\pi, \text{см}^3/\text{рад}$).

$$q = zFh; \quad w = zFh/2\pi; \quad V = w\alpha; \quad (2.2.1)$$

здесь α – угол поворота вала, рад; V – объем жидкости, поданной гидромашиной в магистраль, см^3 ; h – ход поршня гидромашин (для аксиально-поршневых машин $h = x_{\max} = D \sin \varphi$, для аксиально-плунжерных $h = D \operatorname{tg} \varphi$). Рабочий объем гидроцилиндра $V = Fh$.

Расход поступающей в гидромашину жидкости, $\text{см}^3/\text{с}$; $Q = dV/dt$;

$$Q = w \frac{d\alpha}{dt} \eta_0 = \eta_0 w \omega \quad \text{или} \quad Q = \eta_0 q n / 60, \quad (2.2.2)$$

где ω – угловая скорость, рад/с; n – частота вращения вала, об/мин; η_0 – объемный КПД гидромашины, учитывающий потери на утечки и сжимаемость жидкости.

Уравнения (2.2.1) и (2.2.2) называются уравнениями кинематической связи гидромашины, так как устанавливают зависимость между перемещениями входного звена насоса α_n , регулирующего органа φ , выходного звена гидродвигателя α_d и объемом V проходящей через гидромашину жидкости. Соответственно связаны с расходом жидкости Q угловые скорости вала насоса ω_n и гидромотора ω .

Для регулируемой гидropередачи объемного типа уравнение кинематической связи в установившемся состоянии выражает зависимость перемещения выходного звена (x или α) от относительного параметра $\bar{\varphi}$, характеризующего положение регулирующего органа, расходов утечки Q_y и сжимаемости жидкости Q_c :

$$\omega = \omega_n \frac{w_n}{w} \bar{\varphi} - \frac{Q_y}{w} - \frac{Q_c}{w}; \quad \alpha = \omega_n t \frac{w_n}{w} \bar{\varphi} - \frac{Q_y t}{w} - \frac{Q_c t}{w}. \quad (2.2.3)$$

Свойства рабочей жидкости (вязкость и сжимаемость), определяющие величины Q_y/w и Q_c/w , существенно влияют на кинематические свойства гидropередачи.

Зависимости между давлением в гидросистеме и нагрузками на рабочих органах, входном и выходном звеньях гидropередачи называются *уравнениями нагрузочных связей*. Мощность N потока жидкости с расходом Q ($\text{м}^3/\text{с}$) и давлением p (Па), т.е. *индикаторная мощность*, равна

$$N = p Q, \quad (\text{Вт}). \quad (2.2.4)$$

Учитывая механические потери в гидродвигателе величиной КПД (η_m), в насосе КПД (η_{nm}), получим уравнения зависимости перепада давления Δp от момента M нагрузки на валу гидромотора или усилия P на штоке:

$$\Delta p = p - p_0 = M / (w \eta_m); \quad \Delta p = P / (F \eta_m); \quad M_n = \Delta p w_n / \eta_{nm}, \quad (2.2.5)$$

здесь M_n – момент на валу насоса.

Из уравнений (2.2.3) и (2.2.5) после раскрытия зависимости расходов утечек Q_y и сжимаемости Q_c от нагрузочных и конструктивных параметров, получим уравнения для анализа динамических процессов в гидросистеме: $\alpha = F(\bar{\varphi}, M, t)$, $p = F(\bar{\varphi}, M, t)$, индивидуальных для каждого конкретного случая.

Графическая зависимость скорости выходного звена гидropередачи объемного типа от давления (нагрузки) p и положения регулирующего органа $\bar{\varphi}$ приведена на рис. 2.3а, а $\eta = f(\omega)$ – на рис. 2.3б.

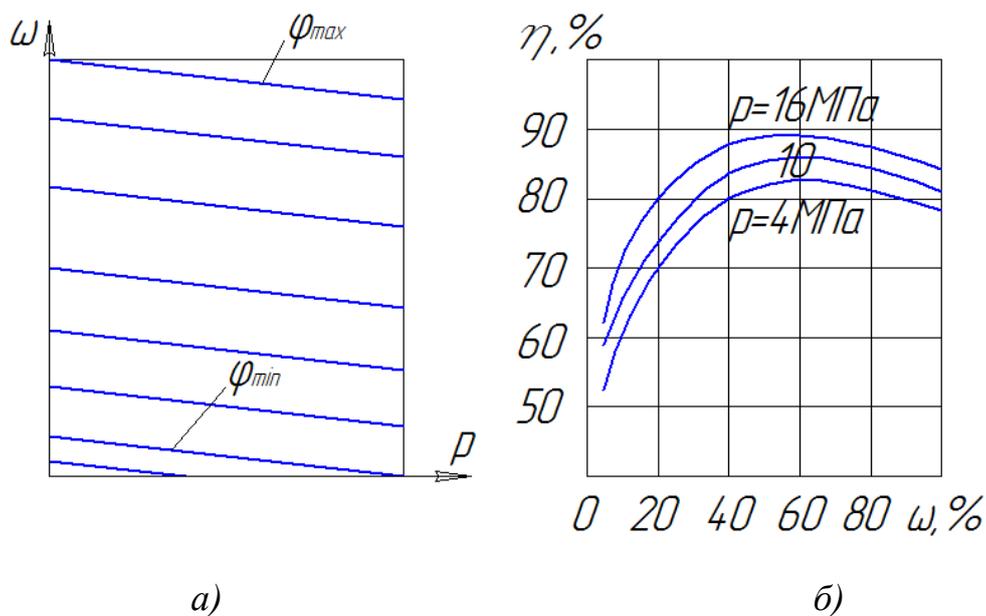


Рис. 2.3. Зависимость скорости ω гидропередачи от давления (а) и общего КПД η от скорости (б)

В гидропередачах этого типа регулирование достигается практически без специальных затрат энергии. Для них характерны линейная зависимость выходной скорости от положения регулирующего органа, малая зависимость ее от нагрузки, высокий КПД, определяемый лишь потерями на трение и утечками в элементах гидромашин (потери зависят от вязкости и сжимаемости рабочей жидкости).

Дроссельные гидроэлементы. На принципах дросселирования жидкости через регулируемые и нерегулируемые гидравлические сопротивления построены многочисленные устройства (клапаны, дроссели, регуляторы расхода, распределители и т.д.) и класс гидроприводов дроссельного регулирования. Принцип дросселирования используют в большей части элементов гидравлических машин. На рис. 2.4 приведены примеры гидроприводов дроссельного типа.

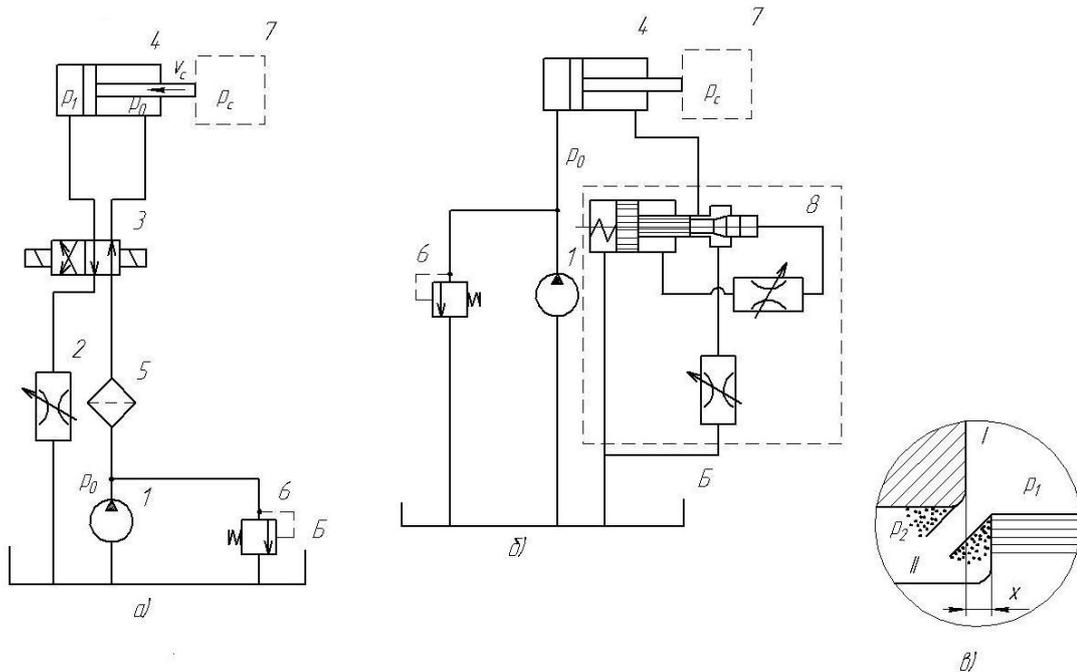


Рис. 2.4. Схемы дроссельного гидропривода:
а – с дросселем на выходе; *б* – с регулятором расхода:
 1 – насос, 2 – дроссель, 3 – распределитель, 4 – гидроцилиндр,
 5 – фильтр, 6 – предохранительный клапан, 7 – рабочий орган,
 8 – регулятор скорости; *в* – схема дросселирующего отверстия

При протекании жидкости из полости *I* с давлением p_1 в полость *II* с давлением p_2 (рис. 2.4*в*) энергия разности давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ сначала превращается в кинетическую энергию струи, $\rho v^2 / 2$, а затем в теплоту, которая рассеивается. Скорость v и расход Q жидкости в струе определяют из уравнения Бернулли (2.1.1) и уравнения неразрывности $Q = F_i v_i = const$:

$$v = \varphi' \sqrt{2\Delta p / \rho}; Q = ax\psi v; \quad (2.2.6)$$

где φ', ψ – коэффициенты соответственно скорости струи и расхода ($\psi = \varepsilon\varphi'$ – рис. 2.5, *а*); x и a – перемещение и периметр регулирующего золотника дросселя; $F = \psi ax$ – площадь сечения струи.

При больших перепадах давления скорость струи весьма велика, поэтому жидкость подвергается большим механическим и тепловым воздействиям, вызывающим ее интенсивное старение. В связи с этим при химмотологическом анализе системы следует рассчитывать энергетические воздействия на жидкость при дросселировании ее через дроссели – регуляторы и

различные места утечек. Повышение температуры Δt_c жидкости в вытекающей из дросселя струе можно определить из условия превращения всей мощности потока $N_\zeta = pQ$ в теплоту $Q_\zeta = c_{ж}\rho Q\Delta t$, считая при этом, что теплообмен с окружающей средой не успевает произойти (заметим, что Δt – превышение температуры сверх общей температуры жидкости):

$$\Delta t_c = \Delta p / (c_{ж}\rho), \quad (2.2.7)$$

где $c_{ж}$ – удельная теплоемкость, Дж/(кг·°C) [для масла $c_{ж} \approx 2000$ Дж/(кг·°C)]; ρ – плотность; $\Delta t_c \approx 0,6^\circ\text{C}/\text{Mпа}$.

Уравнение кинематической связи для дроссельного гидропривода (например, на рис. 2.4, а) с гидроцилиндром активной площадью F , нагруженного силой P_c ($P_c/F = p_c$), в форме зависимости скорости поршня v_c от перемещения x регулирующего органа имеет вид

$$v_c = (a\psi/F)\sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_0 - p_c} \cdot x = K_v x, \quad (2.2.8)$$

где K_v – функциональный коэффициент, зависящий от нагрузки; p_0 – давление на входе в дроссель.

Зависимость коэффициента расхода ψ от числа Рейнольдса ($Re = vx/\nu$) приведена на рис. 2.5, а; скорости поршня v_c от относительной нагрузки $\bar{p}_c = p_c/p_0$ (где $p_c = P_c/F$) и перемещения x – на рис. 2.5, б.

В гидропередаче этого типа регулирование выходной скорости осуществляется за счет потерь части вырабатываемой насосом энергии, поэтому КПД имеет низкое значение, и жидкость сильно нагревается. Ориентировочно

$$\eta = \frac{P_c}{Kp_0} \sqrt{1 - \frac{P_c}{p_0} \cdot \frac{x}{x_{\max}}}, \quad (2.2.9)$$

где $K = 1,2, \dots, 1,3$; x/x_{\max} – относительное смещение золотника дросселя.

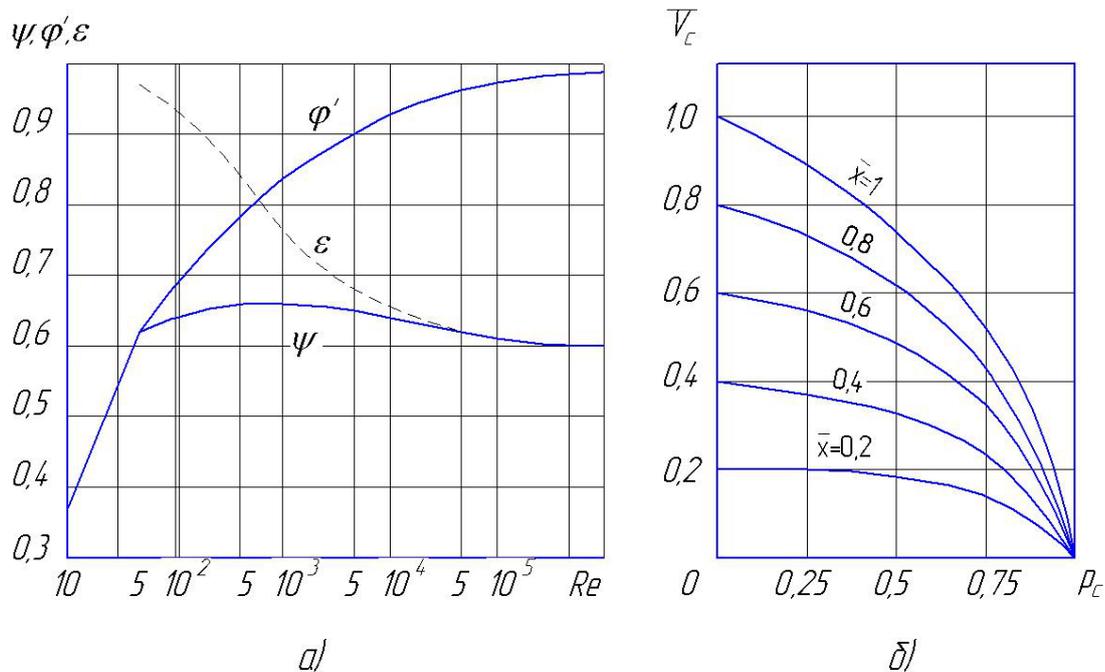


Рис. 2.5. Зависимость коэффициентов расхода ψ, φ' и ε от числа Рейнольдса (а), скорости поршня гидроцилиндра $\bar{v}_c = v_c / v_{c \max}$ от относительной нагрузки и относительного положения золотника $\bar{x} = x / x_{\max}$ (б)

Пары трения. В элементах гидросистемы имеется множество пар трения, отличающихся материалами и режимом работы. Бессистемный расчет всех пар трения трудоемок и малополезен. Необходимо в первую очередь выделить наиболее характерные машины и устройства, критичные с точки зрения работоспособности гидросистемы. Обычно критичными элементами гидросистемы являются насосы высокого давления, имеющие ряд характерных пар трения. При химмотологическом анализе пары трения следует рассматривать с позиций связи происходящих в них процессов со свойствами смазочного материала. Режим работы пар трения определяется качеством смазки. При полном разделении трущихся поверхностей достаточно толстой пленкой жидкости (за счет гидродинамических процессов) происходит жидкостное трение. Пленка обладает определенной несущей способностью, и ее толщина зависит от нагрузки на пару трения. С ростом нагрузки толщина пленки уменьшается, трущиеся поверхности местами начинают соприкасаться, трение становится сначала смешанным, затем граничным, при котором поверхности контактируют в основном граничными пленками. Механизм

граничного трения объясняется следующими явлениями. На поверхности контактирующих тел под действием силовых полей твердого тела образуется пленка растворенных в рабочей жидкости поверхностно-активных веществ (ПАВ), из которых наиболее распространены углеводородные соединения, содержащие карбоксильные группы COOH и присадки класса фосфатов. Мономолекулярный слой граничной пленки на поверхности твердого тела очень прочный и по модулю Юнга близок твердому телу. Этот слой покрыт многими слоями ориентированных полярных молекул общей толщиной до $0,1 - 0,2$ мкм. При удалении слоев пленки от поверхности модули E и G пленки уменьшаются на несколько порядков по мере уменьшения влияния силового поля. При этом силы связи молекул и напряжение сдвига τ убывают по мере увеличения расстояния h от поверхности по зависимости $\tau \equiv h^{-4}$, а характер строения пленки меняется от квазикристаллического на поверхности до текстурированного с ориентированными комплексами молекул, а затем до обычной жидкости. Граничная пленка предотвращает непосредственный контакт элементов пары и играет огромную роль в предотвращении изнашивания поверхностей. При нагреве до некоторой критической температуры t^* граничные пленки разрушаются вследствие десорбции – нарушения адсорбционной связи при возрастании кинетической энергии молекул в процессе теплового движения. Такие температурные режимы возникают при тяжелых нагрузках и нарушении смазки пары трения. Для предотвращения значительного износа пар трения при повышенных температурах в масло вводят противоизносные присадки, образующие на поверхности металлов хемосорбционные пленки. Обычно в гидравлические масла вводят соединения класса фосфатов. Образование хемосорбционных пленок (в отличие от рассмотренного выше механизма десорбции граничных пленок) при повышении температуры интенсифицируется. В условиях высоких температур, развивающихся на отдельных пятнах касания поверхностей, такие пленки разлагаются, образуя соединения, предотвращающие контакт металлических поверхностей. Например, трикрезилфосфат на стальных поверхностях обра-

зует пленки фосфата железа, обеспечивающие довольно низкие коэффициенты трения и эффективные при температуре 100 – 200°С.

Для оценки режима трения используют безразмерный **критерий режима G** , который имеет фундаментальное значение для определения коэффициента трения $f = F(G)$ и порядка величины зазора $\delta = F(v, \mu, P)$:

$$G = \mu v l / P_n, \quad G = \mu v / (p_k l), \quad (2.2.10)$$

где μ – вязкость, Па·с; v – скорость скольжения, м/с; P_n – усилие, Н/м; p_k – контактное давление, Па; l – характерный размер, м (для кольцевой опоры – ширина).

Ориентировочно в характерных для гидроэлементов парах трения можно принимать $f = 0,2 \dots 0,6$ для режима гранично-сухого трения, $f = 0,005 \dots 0,05$ для режима гранично-жидкостного трения. В режиме граничного трения f убывает с ростом G примерно от 0,2 до 0,05, а при жидкостном трении (когда ориентировочно $G < 10^{-7}$) f растет от 0,005 до $f = \mu v / p_k \delta \equiv G^m$; в последнем случае значение f обусловлено в основном вязкостью масла μ . Характерной особенностью пар трения гидроэлементов является конструктивная возможность создания принудительной смазки при подаче масла из полостей высокого давления; при этом обеспечивается эвакуация выделяемой теплоты с утечками и снижается вероятность возникновения пятен касания твердых тел с очагами сухого трения. Многие пары трения с этой целью конструируют по принципу гидростатических подшипников с гидравлической разгрузкой действующих усилий.

Температура в парах трения. В задачу химмотологического анализа входит проверка основного условия правильной (малоизносной) работы пары трения, при которой температура в паре трения не должна достигать критической температуры разрушения граничной пленки. Для средневязких масел критическая температура t^* находится на уровне 130°С, для вязких $t^* = 140 \dots 150^\circ\text{C}$. Загущенные масла с маловязкой основой и противоизносной присадкой отличаются низкой t^* . При $t^* \approx 80^\circ\text{C}$ начинает разрушаться гра-

ническая пленка и возникает нестабильное пилообразное трение, сопровождающееся местным повышением температуры. Когда она достигает примерно 120°C , вступает в действие противоизносная присадка, трение несколько возрастает, но стабилизируется.

Расчет температур в парах трения – специальная и очень сложная задача. Обычно гидравлические машины разрабатывают и изготавливают в виде ряда однотипных машин. Для некоторых из них следует проводить расчетное и экспериментальное обследование с определением температур t_i и удельных мощностей трения N_f в критичных парах трения. На остальные типоразмеры эти результаты можно сравнительно легко распространить с помощью методов подобия.

Работа трения и гидравлические потери превращаются в теплоту, поэтому в зазоре пары трения возникает температура $t_L = t + \Delta t_L$, а в поверхностных слоях пары – температуры $t + t_1$ и $t + t_2$. Указанные температуры зависят от соотношения мощностей, затрачиваемых на потери на трение N_f , гидравлические потери N_{ξ} и отведение тепловых потоков N_{fL}, N_{f1}, N_{f2} :

$$N_f + N_{\xi} = N_{fL} + N_{f1} + N_{f2}, \quad (2.2.11)$$

где N_{fL} – тепловой поток, отводимый протекающей через зазор жидкостью;

N_{f1} и N_{f2} – тепловые потоки, отводимые соответственно первым и вторым элементами пары трения.

Мощность потерь на трение N_f (Вт) при контактном давлении p_{κ} (МПа), площади контакта $F(\text{см}^2)$, скорости скольжения v (м/с) и коэффициенте трения f

$$N_f = 100 f p_{\kappa} F v. \quad (2.2.12)$$

Гидравлические потери мощности в зазоре

$$N_{\xi} = \Delta p Q_L, \quad (2.2.13)$$

где N_{ξ} – в Вт; Δp – перепад давления, МПа; Q_L – расход утечек, $\text{см}^3/\text{с}$.

Тепловой поток (Вт) с утечкой масла Q_L :

$$N_{fL} = \rho c_{жс} Q_L \Delta t_L, \quad (2.2.14)$$

где ρ – плотность, $г/см^3$; $c_{жс}$ – удельная теплоемкость масла, $Дж/(г \cdot ^\circ C)$.

Для оценки возможностей отвода теплоты с потоком утечки первоначально определяют избыточную температуру Δt_L масла, исходя из условия, что все тепловыделение $(N_f + N_\xi)$ равно N_{fL} :

$$\Delta t_L = (N_f + \Delta p Q_L) / (\rho c_{жс} Q_L). \quad (2.2.15)$$

Расчет повторяют после учета изменения вязкости при $t_L = t + \Delta t_L$. При хорошем охлаждении пары трения потоком утечки температура масла t_L должна быть меньше критической температуры t^* разрушения граничной пленки масла с запасом $20 - 30^\circ C$. В этом случае дальнейший анализ температуры в паре трения можно не производить.

На рис. 2.6 показана зависимость расчетного соотношения величин Q_L и t_L от зазора δ и ширины l опоры при $p = 10$ МПа, $t = 90^\circ C$, $N_f = 20$ Вт. В данном случае хорошее охлаждение пары трения потоком утечки достигается при $\delta > 5$ мкм и $l < 15$ мм.

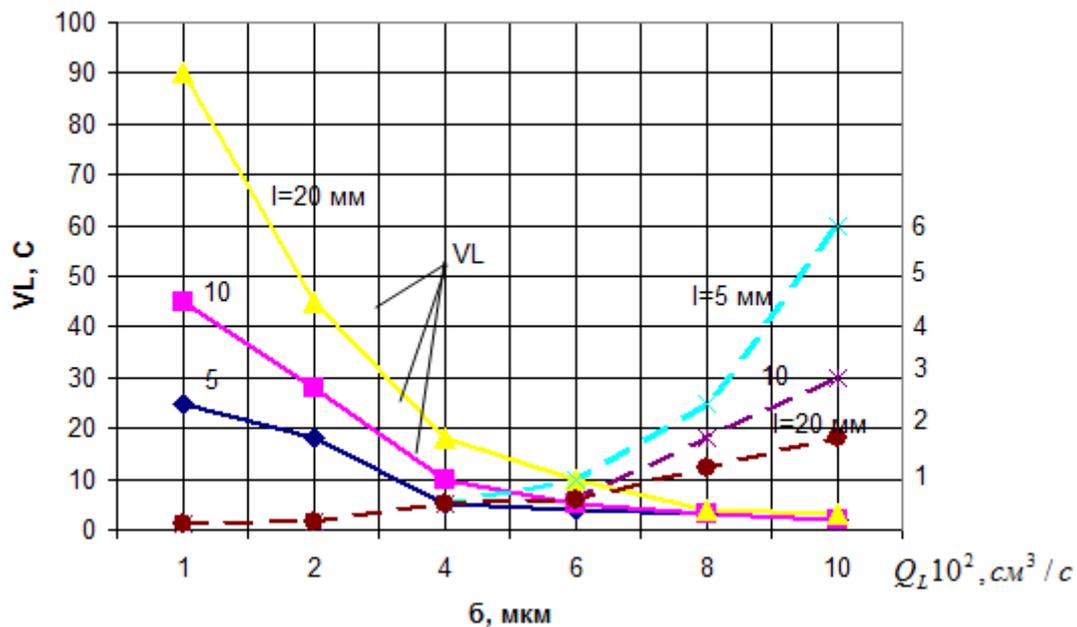


Рис. 2.6. Кривые изменения утечки Q_L и температуры Δt_L в щелевом уплотнении

При недостаточном охлаждении пары трения или отсутствии смазки под давлением необходимо оценить нагрев поверхностей трения. Обычно в паре трения применяют материалы с разными теплофизическими свойствами, например, сталь – бронза или сталь – латунь. Распределение тепловых потоков N_{f1} и N_{f2} первоначально можно оценить по формулам

$$N_{f1} = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \cdot N_f; \quad N_{f2} = N_f - N_{f1}, \quad (2.2.16)$$

где λ_1 и λ_2 – коэффициенты теплопроводности материалов пары трения, $Вт/(м \cdot ^\circ C)$.

Для высоколегированной стали $\lambda = 14...30 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ C)$; для конструкционной стали $\lambda = 45$; для чугуна $\lambda = 60$; для латуни и бронзы $\lambda = 85$; для алюминия $\lambda = 210$; для меди $\lambda = 390 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ C)$.

При оценке температуры в паре трения с целью подтверждения условия $t_{1,2} < t^*$ приходится использовать итерационный метод и находить пути упрощения расчетов. Распределение температуры в деталях пары трения определяют решением дифференциального уравнения Фурье при граничных условиях конкретной задачи.

Температура на поверхности трения $t_{1,2}$ зависит от теплопроводности материала пары λ_i и условий теплоотдачи от деталей пары, характеризуемых коэффициентами теплоотдачи α_i и площадями F_i теплоотдающих поверхностей деталей. Коэффициенты теплоотдачи α_i определяют по критерию Био:

$$Bi = \alpha_i d_i / \lambda_i, \quad (2.2.17)$$

где d_i – характерный размер теплоотдающей поверхности.

В свою очередь, критерий Био является функцией критериев Рейнольдса Re и Прандтля Pr . Вследствие сложности конфигурации деталей и разнообразия условий теплоотвода с поверхностями теоретическое решение задачи весьма затруднено, поэтому целесообразно использовать результаты экспериментов.

Превышение температур Δt_1 и Δt_2 на поверхности кольцевой опоры можно приближенно оценить с использованием обобщенного коэффициента теплоотдачи K [$Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$] по формулам

$$\Delta t_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \cdot \frac{N_f}{K_1 F_1}; \quad \Delta t_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \cdot \frac{N_f}{K_2 F_2}, \quad (2.2.18)$$

где индекс 1 относится к стальной детали, индекс 2 – к бронзовой или латунной; N_f – в Вт, λ – в $Вт/(м \cdot ^\circ C)$; $K_{1,2} = F(\alpha_i F_i)$ определяют экспериментально по данным измерения температур поверхностей трения $t_1 = t + \Delta t_1$ и $t_2 = t + \Delta t_2$ и расчета по уравнению (2.2.18).

Пример. Оценить температуры t_1 и t_2 на торцовой опорной поверхности (например, распределителя насоса) при следующих условиях: площадь сектора $F = 1 \text{ см}^2$, ширина $l = 5 \text{ мм}$, контактное давление $p_k = 0,5 \text{ МПа}$, скорость скольжения $v = 5 \text{ м/с}$, температура жидкости и контактирующих с опорой деталей $t = 90^\circ \text{ C}$, материалы пары трения сталь [$\lambda_1 = 45 \text{ Вт}/(м \cdot ^\circ \text{ C})$] – бронза [$\lambda_2 = 85 \text{ Вт}/(м \cdot ^\circ \text{ C})$]. Обобщенные коэффициенты теплоотдачи: $K_1 = 2250 \text{ Вт}/(м^2 \cdot ^\circ \text{ C})$, $K_2 = 4300 \text{ Вт}/(м^2 \cdot ^\circ \text{ C})$. Вязкость масла $\mu_{100} = 3,5 \text{ мПа} \cdot \text{с}$.

$$1. \text{ Критерий режима } G = \frac{\mu v}{p_k l} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 5}{0,5 \cdot 10^6 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 7 \cdot 10^{-6}, \text{ следовательно,}$$

режим трения – гранично-жидкостный, и можно принять коэффициент трения $f = 0,05$.

$$2. \text{ Тепловыделение при трении [см. уравнение (2.2.12)]}$$

$$N_f = 100 \cdot 0,05 \cdot 0,5 \cdot 5 \cdot 1 = 12,5 \text{ Вт}.$$

3. Температура на поверхности стальной детали [см. уравнение (2.2.18)]

$$t_1 = t + \frac{\lambda_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \frac{N_f}{K_1 F_1} = 90 + \frac{45}{45 + 85} \times \frac{12,5}{2250 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = 90 + 19,3 = 109,3^\circ \text{ C}$$

Температура на поверхности бронзовой детали

$$t_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \frac{N_f}{K_2 F_1} = 90 + \frac{85}{45 + 85} \times \frac{12,5}{4350 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = 90 + 18,7 = 108,7^\circ \text{ C}.$$

Температуры t_1 и t_2 ниже критической $t^* \approx 130^\circ\text{C}$. Однако запас $t^* - t_1 = 20^\circ\text{C}$ незначительный, поэтому форсировать режимы работы пары трения по контактному давлению и средней температуре не рекомендуется.

2.3. Температурный режим гидропривода

Гидропривод состоит из нескольких гидроагрегатов – насосов, гидродвигателей, баков, соединительных трубопроводов, приборов. Все они контактируют с окружающей средой, температура которой равна ϑ_0 . Эта температура устанавливается в гидроприводе и при длительной остановке. При пуске гидропривода в местах потерь энергии возникают местные перегревы до температуры $\Delta\vartheta_i'$, а при дальнейшей его работе в гидроагрегатах устанавливаются температуры $\vartheta_i + \Delta\vartheta_i$. Наибольшие температуры возникают в полостях высокого давления, дроссельных элементах и парах трения. С объемными потерями из полостей высокого давления (слив через клапаны и распределители, утечки через зазоры и т. д.) нагретая жидкость поступает в резервуары и баки, где перемешивается с жидкостью, имеющей температуру ϑ_i . Объемные потери восполняются через подпиточные устройства (клапаны, подпиточные насосы, баки под давлением). Таким образом, в работающем гидроприводе происходит непрерывная циркуляция жидкости, сопровождающаяся отводом горячей жидкости в резервуары и поступлением охлажденной жидкости в полости высокого давления. Вследствие этого при длительной работе происходит выравнивание температур ϑ_i в гидроагрегатах. Значения температур существенно зависят от типа и режима работы гидропривода. В гидропередаче насос – гидромотор температура в полостях высокого давления примерно одинакова; ее можно принять за среднюю расчетную ϑ . Обычно при этом температура в полостях корпусов насоса ϑ_n и гидромотора ϑ_2 ниже ϑ на $3 - 5^\circ\text{C}$, а температура в баке на $5 - 10^\circ\text{C}$. Наружные поверхности гидроагрегатов нагреваются до температур $\vartheta_{Fi} > \vartheta_0$. Температура у наружных поверхностей снижается до ϑ_0 в тонком тепловом пограничном

слое, в котором происходит конвективный перенос теплоты в окружающую среду. Интенсивность процесса теплоотдачи зависит от скорости движения среды у поверхностей и определяется коэффициентами теплоотдачи α_i , которые находят по критерию $Bi = F(Re, Pr)$. Приближенно среднюю температуру ϑ можно определить исходя из мощности потерь гидропривода N_f в эквивалентном режиме его работы с помощью обобщенного коэффициента теплоотдачи K_F . Если отдаваемая гидроприводом эквивалентная мощность равна N , а КПД равен η , то мощность потерь, $Вт$

$$N_f = \frac{N}{\eta}(1 - \eta) \quad (2.3.1)$$

превращается в теплоту, которая отводится в окружающую среду через наружные поверхности площадью F . Полагая, что при стационарном режиме работы жидкость внутри гидропривода нагревается до средней температуры ϑ , определяем ее по формуле

$$\vartheta = \vartheta_0 + \Delta\vartheta = \vartheta_0 + \frac{N_f}{K_F F} + 5, \quad (2.3.2)$$

где $\vartheta, \vartheta_0, \Delta\vartheta$ – в $^{\circ}C$; N_f – в $Вт$; K_F – в $Вт/(м^2 \cdot ^{\circ}C)$; F – в $м^2$.

Обобщенный коэффициент теплоотдачи при воздушном охлаждении в условиях естественной конвекции $K_f = 12...15 \text{ } Вт/(м^2 \cdot ^{\circ}C)$. При обдуве он увеличивается до $20 \text{ } Вт/(м^2 \cdot ^{\circ}C)$ и более. После включения гидропривода в течение некоторого времени процесс повышения температуры ϑ_i нестационарный, так как часть выделяемой теплоты расходуется на нагревание масс гидропривода, а остальная теплота рассеивается с поверхности F . Перегрев $\Delta\vartheta_i$ при $N_f = const$ описывается экспоненциальной зависимостью

$$\Delta\vartheta_i = \frac{N_f}{K_F F}(1 - e^{-t/\tau}), \quad (2.3.3)$$

где $\tau = \sum \frac{c_i G_i}{K_F F}$ – постоянная времени процесса нагрева, ч; c_i – теплоемкость материалов гидропривода, $Дж/(кг \cdot ^{\circ}C)$, G_i – масса деталей гидропривода из данного материала, кг; t – время с начала нагрева, ч.

Из анализа параметра τ в уравнении (2.3.3) следует, что время нагрева гидропривода до установившейся температуры существенно зависит от соотношения масс G_i и теплоемкостей c_i примененных в нем материалов и масла. Теплоемкость алюминиевых сплавов $c_a \approx 0,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ \text{C})$ примерно вдвое больше теплоемкости стали $c_{ст} \approx 0,46 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ \text{C})$, а теплоемкость масла $c_{жс} \approx 2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ \text{C})$. Основную массу деталей гидропривода составляют корпусные детали, поэтому гидроприводы с корпусами из алюминиевых сплавов, залитые большим количеством масла, нагреваются значительно медленнее гидроприводов со стальными корпусами с ограниченным количеством масла. Анализ нестационарных температурных режимов очень важен при периодическом использовании гидропривода. Если в течение цикла работы температура ϑ_i не достигает установившейся температуры ϑ и во время пауз вновь снижается до ϑ_0 , то отдаваемую мощность N можно увеличить.

Температура ϑ_i при охлаждении гидропривода

$$\vartheta_i = \vartheta_0 + \Delta \vartheta_0 e^{-t/\tau}. \quad (2.3.4)$$

Эквивалентную мощность потерь N определяют по уравнению (2.3.1) и графикам выходной мощности гидропривода $N_i - t$. Рассмотрим построение графиков $N_i - t$ и определение эквивалентной мощности N на элементарном примере (рис. 2.7).

Один рабочий цикл исполнительного органа (рис. 2.7,а) характеризуется зависимостью $N_i - t$ и эквивалентной мощностью $N_{i1} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} N_i dt$. При работе машины в течение производственной смены (рис. 2.7,б) активные периоды I чередуются с периодами холостого хода II и паузами III, когда гидропривод не работает. Соответственно эквивалентная выходная мощность $N = (\sum t_1 N_{i1} + \sum t_2 N_{i2}) / (\sum t_1 + \sum t_2)$ и график температуры $\Delta \theta - t$, рассчитанный по уравнениям (2.3.3), (2.3.4), можно представить кривыми (рис. 2.7, в).

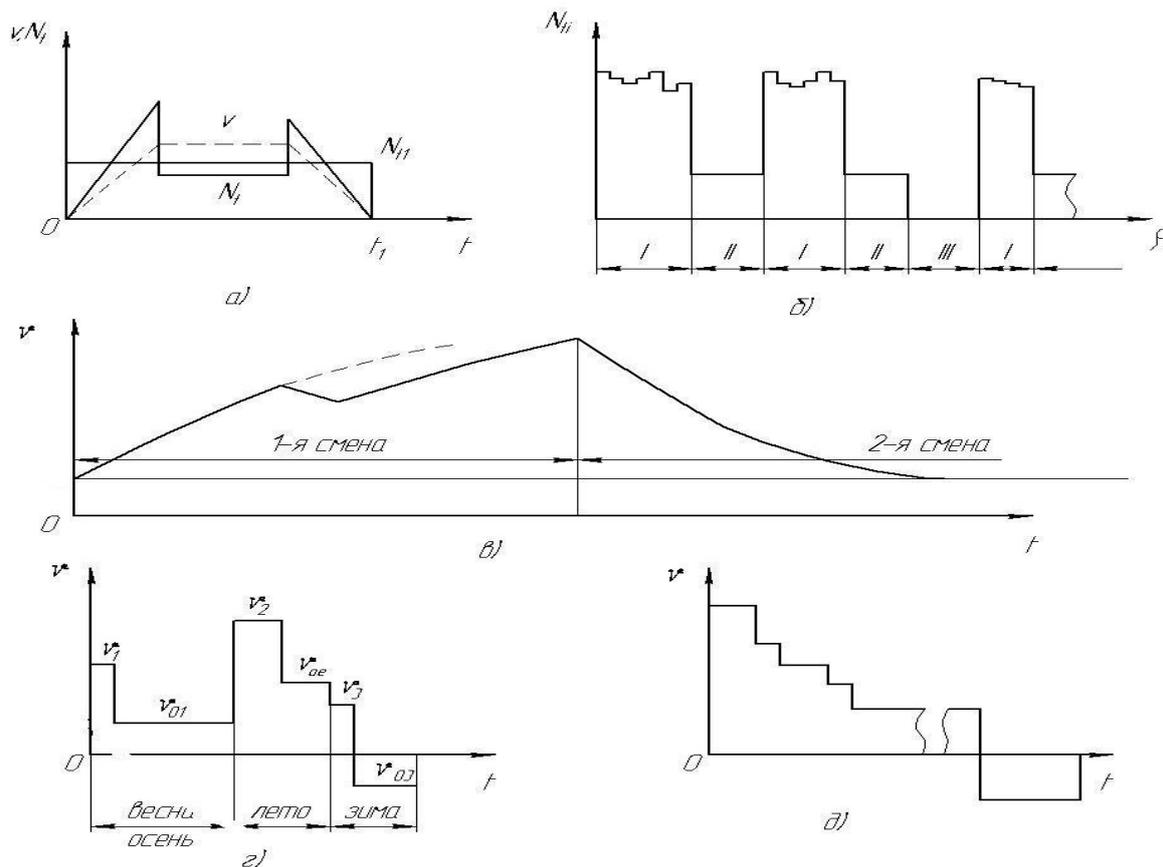


Рис. 2.7. Графики к расчету температурного режима гидропривода:
 а – скорость $v = f(t)$ и мощность $N_t = f(t)$ (t_1 – время одного рабочего цикла машины); б – график выходной мощности за смену работы;
 в – график суточного изменения температуры; з – график температур за год; д – график суммарного распределения температур за весь период эксплуатации

С помощью графиков $\vartheta-t$ анализируют максимальные ожидаемые температуры в местах тепловыделения при максимально возможных при эксплуатации (экстремальных) температурах окружающей среды ϑ_0 . Для оценки процессов старения масла и уплотнений необходимы температурные графики за все предполагаемое время эксплуатации гидропривода или за один год. При составлении таких графиков учитывают средневероятную температуру окружающей среды $\bar{\vartheta}_{01}, \bar{\vartheta}_{02}, \bar{\vartheta}_{03}$ и рассчитывают эквивалентные температуры $\bar{\vartheta}_1, \bar{\vartheta}_2, \bar{\vartheta}_3$ при работе гидропривода в каждом характерном годовом периоде эксплуатации (рис. 2.7, з) и за весь срок эксплуатации (рис. 2.7, д).

Температура окружающей среды ϑ_0 определяется климатической зоной, в которой эксплуатируется гидросистема. Гидросистемы общепромышленного назначения работают обычно при $\vartheta_0 = 0 \dots 35^\circ \text{C}$. Гидросистемы мобильных машин эксплуатируют в широком диапазоне температуры ϑ_0 . Территорию Российской Федерации можно условно подразделить на климатические зоны. Для каждой зоны многолетними наблюдениями установлены средние вероятные максимумы сезонной температуры и экстремальные сезонные температуры. Период действия экстремальных температур обычно составляет малую часть времени сезона. Следует учитывать возможность перегрева гидроагрегатов сверх температуры окружающей среды за счет солнечной радиации. При хранении гидросистем под открытым небом темные поверхности могут нагреваться в тропиках на $\Delta\vartheta_p = 30 \dots 50^\circ \text{C}$, в умеренных зонах на $\Delta\vartheta_p = 15 \dots 30^\circ \text{C}$, поэтому пуск таких гидросистем происходит при температуре $\vartheta_0 + \Delta\vartheta_p$.

2.4. Механические воздействия на рабочую жидкость

Вследствие механических воздействий, уровень которых оценивают отнесенным к единице объема количеством энергии, в рабочей жидкости происходит изменение ее состава (*модификация*) и соответствующее изменение показателей качества. Наиболее быстро уменьшается вязкость загущенных масел из-за деструкции вязкостной присадки. Изменение остальных качественных показателей при механических воздействиях интенсифицируется по сравнению с процессом старения в статических условиях. Жидкость подвергается модификации преимущественно в парах трения, дроссельных элементах, гидравлических трактах, рабочих камерах гидромашин. Модифицированная жидкость с утечками попадает в резервуары корпусов и баков, где перемешивается с основной массой жидкости гидросистемы. По мере повышения концентрации модифицированной жидкости, в общем ее объеме изменяются свойства и показатели качества всей жидкости. Следовательно, к

задачам химмотологического расчета в данном случае относятся оценка уровня механической и тепловой энергии в местах воздействия на жидкость, определение количества модифицированной жидкости и суммарной механической энергии (дозы), отнесенной ко всему количеству жидкости в гидросистеме.

В парах трения генерируются большие дозы энергии, воздействующие на малые объемы жидкости и вызывающие в ней значительные качественные изменения. Однако количество модифицированной в парах трения жидкости невелико, поэтому при смешении ее с общим количеством жидкости в системе качественные изменения последней происходят медленно. Расчет динамики этого процесса затруднен из-за недостаточного знания механохимических процессов в парах трения и количества поступающей модифицированной жидкости (кроме случая смазки под давлением пар трения с фиксированным зазором).

В рабочих камерах гидромашин жидкость подвергается *деформациям сжатия*, число циклов которых можно рассчитать. Уровень механического воздействия на жидкость в гидравлических трактах определяется потерями на гидравлические сопротивления и количеством циркулирующей жидкости. В местах дросселирования при перепаде давления Δp вся мощность объемных потерь затрачивается на нагрев и модификацию жидкости. Кинетика качественных изменений рабочей жидкости вследствие дросселирования связана с интенсивностью ее обновления в полостях высокого давления при восполнении объемных потерь, поэтому анализ объемных потерь в различных элементах гидросистемы имеет большое значение при химмотологическом анализе.

Механические воздействия при истечении рабочей жидкости из полостей высокого давления. Механическая энергия единицы объема жидкости в полостях высокого давления практически равна энергии давления p , так как ее удельная кинетическая энергия мала. При истечении через золотниковые и клапанные устройства разность энергий давления между полостями

ми сначала преобразуется в кинетическую энергию струи, а затем в теплоту вследствие потерь на вихреобразование при перемешивании. Характер течения жидкости при таком дросселировании, как правило, турбулентный. Мощность потока N_ε при расходе Q_ε ($\text{см}^3/\text{с}$) и перепаде давления $\Delta p = p$ (МПа) равна $N_\varepsilon = pQ_\varepsilon$ (Вт).

В зазорах щелевых уплотнений (уплотняющие пояски золотников, торцовые распределительные устройства насосов и т.д.) обычно происходит ламинарное течение жидкости. При этом вся удельная энергия давления затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления щели, обусловленного вязким трением.

Общее энергетическое воздействие на жидкость, протекающую через золотниковые устройства и щелевые уплотнения в гидросистеме за время t , с, $E_\varepsilon = (pQ_\varepsilon + pQ_y)t$, где Q_y – расход утечки, $\text{см}^3/\text{с}$.

Если объем жидкости в гидросистеме V , а общие объемные потери $Q_0 = Q_\varepsilon + Q_y$, то за время t за счет утечек из полостей высокого давления жидкость будет m_t раз протекать через места дросселирования. Кратность циркуляции утечек в 1 ч составит $m_t = 3600Q_0t/V$. Удельная энергия \bar{E}_ε ($\text{Дж}/\text{см}^3$) механического воздействия при дросселировании за время t :

$$\bar{E}_\varepsilon = 3600pQ_0t/V, \quad (2.4.1)$$

где p – в МПа; Q_0 – в $\text{см}^3/\text{с}$; V – в см^3 ; t – в ч.

Уровень механических воздействий на рабочую жидкость в гидроприводах объемного и дроссельного типа оценим, обратившись к конкретному примеру.

Пример. Сравнить значения \bar{E}_ε в гидроприводах объемного и дроссельного типа при давлении в полости нагнетания $p = \Delta p = 10$ МПа, подаче насосов $Q = 20$ л/мин, объеме масла в гидросистеме $V = 5$ л, КПД гидропривода объемного типа $\eta_0 = 95\%$.

Решение.

А). Для гидропривода объемного типа

Расход циркулирующей жидкости

$$Q_0 = (1 - \eta_0)Q = \frac{0,05 \cdot 20 \cdot 10^3}{60} = 16,6 \text{ см}^3 / \text{с}.$$

Кратность циркуляции

$$m_{\text{ч}} = 3600 \frac{Q_0}{V} = 3600 \frac{16,6}{5000} = 12.$$

Удельная энергия

$$\bar{E}_{\varepsilon} = p m_{\text{ч}} \cdot 10^{-3} = 10 \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 0,12 \text{ кДж} / \text{см}^3 \text{ за } 1 \text{ час}.$$

Б). Для гидропривода дроссельного типа

Расход циркулирующей жидкости

$$Q_0 = Q = 20 \cdot \frac{10^3}{60} = 333 \text{ см}^3 / \text{с}.$$

Кратность циркуляции

$$m_{\text{ч}} = 3600 \frac{333}{5000} = 240.$$

Удельная энергия

$$\bar{E}_{\varepsilon} = p m_{\text{ч}} \cdot 10^{-3} = 10 \cdot 240 \cdot 10^{-3} = 2,4 \text{ кДж} / \text{см}^3 \text{ за } 1 \text{ час}.$$

Вывод: без учета прочих факторов уровень механических воздействий на рабочую жидкость в дроссельном гидроприводе в 20 раз больше, чем в объемном.

Механические воздействия при деформации сжатия жидкости в рабочих камерах насоса-гидромотора. При увеличении давления на Δp объем жидкости уменьшается на $\Delta V = V \Delta p / \chi$ [см. уравнение (1.8.3)], и совершается работа $E_p = \Delta p \Delta V = V (\Delta p)^2 / \chi$.

Удельная энергия сжатия $\bar{E}_p = E_p / V = p^2 / \chi$ затрачивается на межмолекулярные перемещения, изменения молекулярной упаковки и свободного объема жидкости, и в какой-то мере вызывает деструкцию молекул вязкост-

ной присадки и активацию процессов старения. Полагаем, что доля связанной с этими процессами модифицированной жидкости пропорциональна \bar{E}_p .

В замкнутом контуре насос – гидродвигатель происходит многократная циркуляция рабочей жидкости (см. рис. 2.1). Перемещаясь в насосе 5 из полости *I* низкого давления p_0 в полость *II* нагнетания с давлением p , жидкость в каждой рабочей камере объемом V_1 сжимается на ΔV_1 . Число рабочих камер равно z , поэтому при частоте вращения n (об/мин) насос подает жидкость в полость нагнетания – $Q = zV_1n$ (см³/мин). Утечку жидкости Q_y (см³/мин) из полости нагнетания восполняют подачей жидкости Q_y в полость низкого давления от подпиточного устройства 3. Таким образом, в контуре циркуляции объемом V_T жидкость многократно проходит через рабочие камеры, но ее состав непрерывно обновляется за счет восполнения утечки. Полное обновление жидкости произойдет за время $t_0 = V_T / Q_y$. Процесс обмена модифицированной жидкости из контура циркуляции с жидкостью в резервуаре и прочих полостях гидропривода общим объемом V зависит от соотношения между Q, Q_y, V_T и V . Доза механической энергии, воздействующей на жидкость в контуре циркуляции, определяется нестационарным процессом массообмена. Модифицированная жидкость с утечками отводится в резервуары гидросистемы и перемешивается со всем объемом жидкости V . За время t удельная энергия механических воздействий при деформации сжатия, кДж/см³,

$$\bar{E}_p = 0,06 \frac{p^2}{\chi} \frac{Q}{V} t, \quad (2.4.2)$$

где p и χ – в МПа; Q – в см³/мин; V – в см³; t – в ч.

Процесс деформации сжатия жидкости в рабочей камере происходит чрезвычайно быстро, поэтому его можно считать адиабатическим, и в уравнении (2.4.2) использовать адиабатический модуль упругости χ_A (табл. 1.12).

Порядок величин энергетического воздействия на масло в гидроприводе вследствие деформаций сжатия оценим на примере.

Пример. Определить накопленную дозу удельной энергии \bar{E}_p и сравнить ее с соответствующей дозой энергии \bar{E}_ε при работе гидропривода объемного типа на масле без загущающей присадки в течение 4000 ч. Время работы t разделяется на четыре цикла по 1000 ч при давлении $p = 10$ и 20 МПа и температуре $\vartheta = 20; 60$ и 80°C (табл. 2.1). Объем масла в гидроприводе $V = 5$ л, подача насоса $Q_0 = 20$ л/мин, объемный КПД для соответствующих режимов – в табл. 2.1.

Значение \bar{E}_p рассчитываем по уравнению (2.4.2), \bar{E}_ε - по уравнению (2.4.1).

$$Q_y = (1 - \eta_0)Q.$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Воздействие механической энергии на масло в объемном гидроприводе (к примеру)

Цикл	Исходные данные					Накопленная доза энергии, кДж/см ³	
	p , МПа	t , °C	χ_A , МПа	η_0 , %	Q_y , см ³ /мин	\bar{E}_p	\bar{E}_ε
1	10	20	2040	0,99	200	11,8	24
2	20	60	1770	0,95	1000	54,2	240
3	10	80	1360	0,97	600	17,6	72
4	20	80	1460	0,93	1400	65,8	336
						$\sum_1^4 \bar{E}_p = 149,4$	$\sum_1^4 \bar{E}_\varepsilon = 672$

Механические воздействия при течении жидкости по гидравлическим магистралям. На преодоление гидравлических сопротивлений затрачивается часть генерируемой насосом энергии, которая в основном контуре циркуляции характеризуется удельной энергией $\bar{E}'_{\zeta} = \bar{p}_{\zeta}$ (p_{ζ} – суммарный перепад давления, необходимый для преодоления гидравлических сопротивлений всей трассы). В местных сопротивлениях обычно происходит турбулентное течение и потери давления пропорциональны удельной кинетической энергии: $p_{\zeta} = \zeta \rho v^2 / 2$ (см. уравнение 2.1.1); в трубопроводах режим течения жидкости может быть различным. Потери p_{ζ} на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах также выражаются зависимостью $p_{\zeta} = \zeta_i \rho v^2 / 2$, в которой коэффициент $\zeta_i = A \cdot \text{Re}^n$. При ламинарном режиме течения $n = -1$, поэтому p_{ζ} пропорциональны скорости течения v : $p_{\zeta} = A_1 v$. При турбулентном режиме течения $n \approx -0,25$ и $p_{\zeta} \equiv A v^{2-n}$. Вследствие многократной (кратность равна m) циркуляции жидкости в основном контуре объемом V_T и обновления ее состава при восполнении утечек (расход Q_y) вытекающая из контура жидкость подвергается суммарному воздействию механической энергии $E_{\zeta 0} = \bar{E}'_{\zeta} m V_T$. Модифицированная жидкость с утечками отводится в резервуары системы и перемешивается со всем объемом жидкости V . Воздействие дозы энергии за время t : $E_{\zeta} = 60 t E_{\zeta 0}$, поэтому удельная энергия рассматриваемого механического воздействия, кДж/см^3 ,

$$\bar{E}_{\zeta} = 0,06 p_{\zeta} \frac{Q}{V} t, \quad (2.4.3)$$

где p_{ζ} – в МПа; Q – в $\text{см}^3/\text{мин}$; V – в см^3 ; t – в ч.

Например, при $Q = 20$ л/мин, $V = 5$ л, $p_{\zeta} = 0,15$ МПа (обычный порядок величины потерь) за 1000 ч работы гидропривода $\bar{E}_{\zeta} = 36$ кДж/см^3 .

Результирующее механическое воздействие на рабочую жидкость. Зависимость старения масла от уровня воздействующей механической энергии рассмотрена в гл.3. Результаты исследований приводят к выводу об

определенной зависимости процесса старения от общего уровня энергетического воздействия \bar{E} и давления p , хотя некоторые аспекты этой проблемы нуждаются в дополнительных исследованиях. Можно полагать, что при воздействии рассмотренных выше разновидностей механической энергии качественные изменения (модификация) в жидкости имеют идентичный характер. Это позволяет использовать принцип аддитивности при оценке общего уровня механического воздействия на рабочую жидкость в гидросистеме, суммируя отдельные виды воздействия:

$$\bar{E} = k_p \bar{E}_\varepsilon + \bar{E}_p + \bar{E}_\zeta + \bar{E}_f, \quad (2.4.4)$$

где k_p – коэффициент, учитывающий интенсивность давления в гидросистеме по сравнению с некоторым эталонным его значением; \bar{E}_f – энергия воздействия в парах трения, отнесенная к общему количеству жидкости в системе.

Помимо основного контура циркуляции рабочей жидкости в гидросистеме имеются вспомогательные контуры, например, контур насосов восполнения утечки и питания устройств гидроавтоматики. Уровень энергетического воздействия во вспомогательных контурах гидросистемы оценивают аналогично рассмотренному методу.

2.5. Объемные потери в гидравлических системах. Их анализ и расчет

Величина и стабильность объемных потерь гидросистемы определяют ее функциональные свойства и имеют большое значение при химмотологическом анализе. С объемными потерями связаны:

- рабочий процесс гидромашин, режим смазки пар трения, характер их изнашивания и, в конечном счете, ресурс;
- объемный и механический КПД, определяющие энергетический баланс и экономичность;
- жесткость кинематических связей, передаточная функция и точность следящей системы, склонность к вибрациям и автоколебаниям;

– баланс накопления механических воздействий на рабочую жидкость, влияющих на ее старение и сроки смены.

Объемные потери должны иметь определенные оптимальные пределы, достижение которых определяется выбором оптимальной вязкости масла и осуществлением комплекса конструктивных решений. В абсолютно герметичной системе без объемных потерь потребуются серьезные конструктивные усложнения за счет устройств, обеспечивающих охлаждение и смазку пар трения, обновление жидкости в контуре циркуляции, устранение вибраций давления и автоколебаний исполнительного органа. Системы с большими объемными потерями, изменяющимися в процессе эксплуатации, имеют худшие функциональные свойства, поэтому требуется периодическое регулирование параметров. Для решения многочисленных вопросов, связанных с объемными потерями, недостаточно знать только их суммарную величину, исходя из объемного КПД гидросистемы. Необходим более детальный анализ объемных потерь в отдельных элементах, а также основанные на теории подобия гидромашин методы, позволяющие распространять результаты теоретического и экспериментального исследований отдельных типовых гидромашин ряда на весь ряд.

Объемный КПД и суммарные объемные потери. Объемным КПД η_0 называют отношение суммарной фактической подачи насосов гидросистемы (без объемных потерь) $Q_T - Q_y$ к теоретической (максимально возможной) подаче насосов Q_T . Эти параметры имеют вполне определенный смысл для отдельно рассматриваемых гидромашин и гидропередат. В одноконтурной гидропередатке

$$\eta_0 = (Q_T - Q_y) / Q_T = 1 - Q_y / Q_T = \omega / \omega_T, \quad (2.5.1)$$

где ω и ω_T – реальная угловая и теоретически максимально возможная скорость выходного звена. Имеется непосредственная зависимость между ω и $Q_T - Q_y$. Подача $Q_T = w_H \omega_H \bar{\varphi}$ определяется рабочим объемом w_H насоса и

угловой скоростью его вала ω_H , а скорости ω и ω_T – соотношением рабочих объемов насоса w_H и гидродвигателя w :

$$\omega_T = (w_H / w) \omega_H \bar{\varphi}; \quad (2.5.2)$$

$$\omega = (Q_T - Q_y) / w. \quad (2.5.3)$$

Для многоконтурных гидросистем, имеющих управляющие и вспомогательные устройства с отдельными источниками питания, параметр η_0 обычно не употребляют. Суммарные объемные потери сложных гидросистем подразделяются на утечки по подвижным и неподвижным соединениям (золотниковые пары, распределительные устройства гидромашин и т.д.) и потери жидкости из полостей высокого давления через различные дроссельные элементы. Составляют полную схему мест утечки и дросселирования, по которой методом анализа цепей определяют величину Q_y . Отдельные места утечки необходимо дифференцировать по характеру течения жидкости.

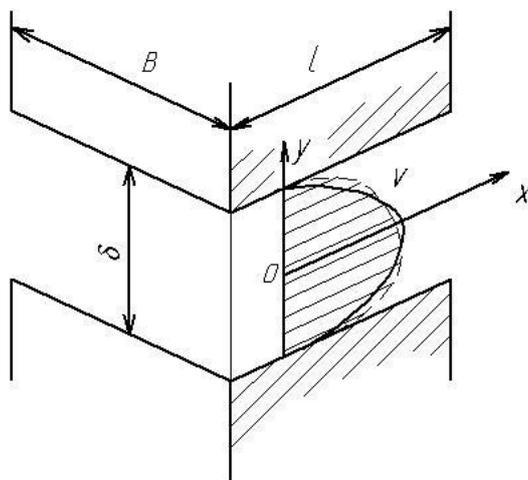


Рис. 2.8. Профиль скоростей потока жидкости в зазоре

Для незагущенных масел и синтетических жидкостей при течении через щель вязкость μ не зависит от градиента скорости сдвига dv/dh . При малых зазорах δ (рис. 2.8) реализуется ламинарный режим течения, при котором в щели длиной l , шириной B , высотой δ под действием перепада давлений Δp скорость v по высоте y щели меняется по параболе. Скорость v и расход утечки Q_i определяют в этом случае по формулам

$$v = \frac{10^3 \Delta p}{2\mu l} \left[\left(\frac{\delta}{2} \right)^2 - y^2 \right], \quad (2.5.4)$$

$$Q_i = 10^{-3} \varepsilon \frac{B \Delta p}{l \mu} \delta^3, \quad (2.5.5)$$

где v – в см/с; μ – в мПа·с; Δp – в МПа; l – в см; δ – в мкм; Q_i – в см³/с; ε – коэффициент, учитывающий форму щели.

Для плоской щели $\varepsilon = 1/12$, для эксцентричной цилиндрической щели диаметром d со смещением a и $B = \pi d$:

$$\varepsilon = \frac{1}{12} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{a}{\delta} \right)^2 \right]. \quad (2.5.6)$$

Средняя скорость потока утечки

$$v_{cp} = \frac{Q}{B\delta} = \frac{1}{12} \frac{\Delta p}{l} \frac{\delta^2}{\mu}, \quad (2.5.7)$$

максимальная скорость $v_{max} = 1,5v_{cp}$.

Истинная вязкость загущенных масел зависит от градиента скорости сдвига dv/dy в потоке. При переменной по сечению потока вязкости μ профиль скорости $v-y$ отличается от параболы. Вязкость загущенного масла уменьшается при больших dv/dy , приближаясь к вязкости основы. Наибольшее уменьшение вязкости загущенного масла происходит в пристеночной области, где профиль скоростей изменяется (штриховая линия на рис. 2.8) [1].

Задачей обобщенного метода расчета объемных потерь является установление зависимости объемных потерь ряда однотипных гидромашин разных рабочих объемов q от эксплуатационных параметров (давление, температура, скорость) и конструктивных параметров (характерный размер $D = \sqrt[3]{q}$, характерный зазор δ_D , вязкость масла μ , геометрические факторы).

Обратившись к уравнению (2.5.5), отметим, что утечка Q_i в каждой щели определяется, с одной стороны, соотношением общих для всех гидромашин параметров $\Delta p/\mu$, с другой – геометрическими факторами: безразмерным отношением $\varepsilon B_i/l_i$ и зазором $\delta_D = F(D)$. Для серии однотипных гид-

ромашин характерно подобие размеров, поэтому B_i/l_i и ε у всех гидромашин ряда примерно одинаковые. Вводя характерный размер гидромашины D и характерный зазор $\delta_D = F(D)$, можно выразить все конкретные размеры мест утечек в долях от их величины: $B_i = \bar{B}_i D$, $l_i = \bar{l}_i D$, $\delta_i = \bar{\delta}_i \delta_D$ ($\bar{B}_i, \bar{l}_i, \bar{\delta}_i$ – величины безразмерные, примерно одинаковые для всех гидромашин ряда). Зависимость зазоров δ_i от размеров D_i деталей определяют из анализа системы допусков на их изготовление. Для определения объемных потерь всей гидромашины (в дальнейшем и всей гидросистемы) составляют конструктивную и гидравлическую схему (рис. 2.9) утечек Q_i .

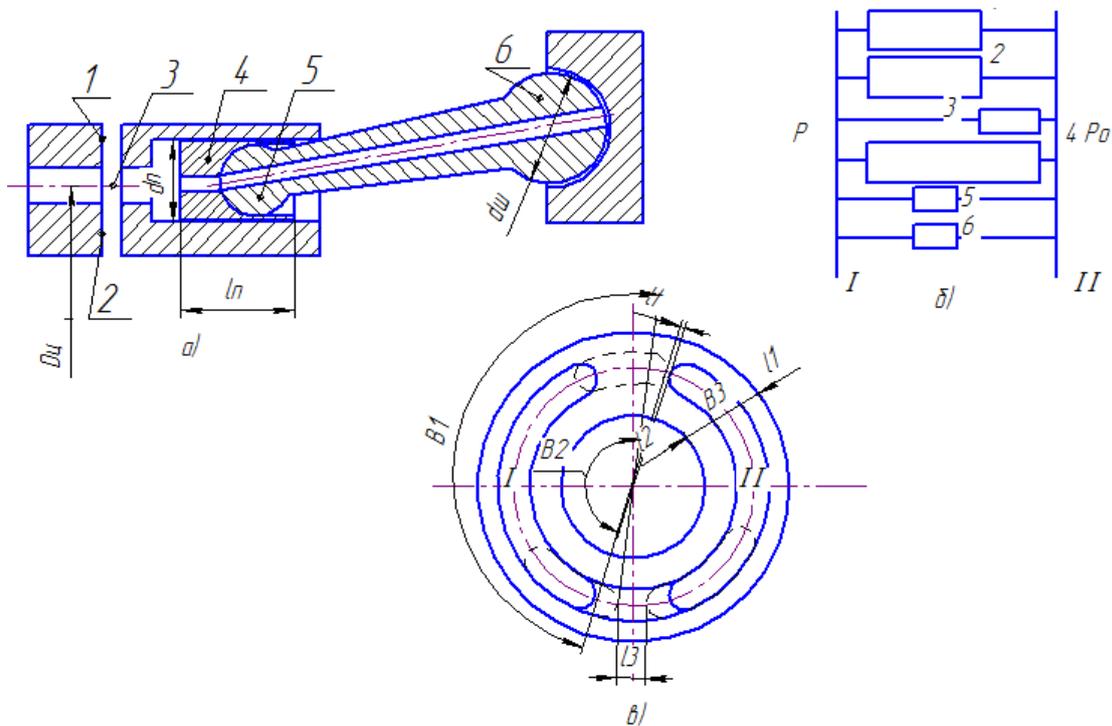


Рис. 2.9. Схема для расчета объемных потерь аксиально-поршневой гидромашины: *a* – конструктивная схема путей утечки; *б* – структура основных путей утечки; *в* – определяющие размеры

Между полостями высокого *I* и низкого *II* давления имеется сеть $m+n$ каналов мест утечки. Общие объемные потери равны сумме

$$Q_y = Q_1 + \dots + Q_m = \sum Q_i = \sum \varepsilon_i \frac{B_i}{l_i} \frac{\Delta p_i}{\mu_i} \delta_i^3. \quad (2.5.8)$$

Упрощая задачу, будем считать вязкость одинаковой ($\mu_i = \mu$) во всех элементах и определять ее при средних температуре и давлении $\Delta p_i = \Delta p$. Так как $\delta_i = \overline{\delta_i} \delta_D$, то члены $\delta_D, \mu, \Delta p$ можно вынести за знаки сумм, заменив последние безразмерным коэффициентом формы ψ . Получаем простую формулу

$$Q_y = \psi \frac{\Delta p}{\mu} \delta_D^3 \cdot 10^{-3}, \quad (2.5.9)$$

где Q_y – в $см^3/с$; δ_D – в мкм; $\psi = \sum \varepsilon_i \frac{\overline{B_i}}{l_i} \overline{\delta_i}^3$ (см. уравнение 2.5.5); μ – в мПа·с; Δp – в МПа.

Характерный зазор выбирают на основании следующих соображений. Зазоры между деталями соединений, по которым происходят утечки, назначают предельно малыми, исходя, во-первых, из технологических возможностей, во-вторых, из необходимости гарантировать зазор при возникающих при работе температурных и нагрузочных деформациях. Фиксированные зазоры $\delta_{i\phi}$ при этом связаны с размерами D_i деталей зависимостью типа $\delta_{i\phi} = 6,25\sqrt[3]{D_i}$ ($\delta_{i\phi}$ – в мкм, D_i – в мм). Зазоры, определяемые соотношением действующих на детали сил, можно установить лишь специальными исследованиями. К этой категории относятся зазоры в торцовых распределителях δ_T и уплотнениях δ_y . Величины этих зазоров в мкм составляют: $\delta_{i\phi} = 15...30$; $\delta_T = 5...15$; δ_y – доли микрометра. В качестве характерного выбирают зазор, через который происходит основная доля утечки (для гидромашин удобно выбирать $\delta_D = 10$ мкм).

Методику расчета коэффициента формы рассмотрим на примере аксиально-поршневой гидромашин, параметры которой приведены в табл. 2.2, а расчетная схема – на рис. 2.9, а, в. Основные пути утечки (рис. 2.9, а, б): 1, 2, 3 – в торцовом распределителе, 4 – в поршнях, 5,6 – в опорах шатунов. Соответственно составные части коэффициента формы $\psi = \psi_{1,2} + \psi_3 + \psi_4 + \psi_5$

определяются формулами (2.5.5), (2.5.9). Определив ψ , легко рассчитать объемные потери для всей серии гидромашин.

Утечки по торцовому распределителю (рис. 2.9, а, в) $\psi_T = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3$ происходят по наружному 1 и внутреннему 2 поясам распределителя из полости I в корпус и по двум перемычкам 3 из полости I в полость II.

Обозначив зазор между торцами блока и распределителя δ_T и $\delta_T / \delta_D = \bar{\delta}_T$, получим

$$\psi_T = \left(\frac{B_1}{l_1} + \frac{B_2}{l_2} + \frac{B_3}{l_t} + \frac{B_3}{l_3} \right) \bar{\delta}_T^3. \quad (2.5.10)$$

При соотношении размеров для рассматриваемой серии гидромашин, указанном в табл. 2.2, получим $\psi_{1,2} = 5...7$, $\psi_3 = 0,7$.

Таблица 2.2

Соотношение размеров и скоростей для серии аксиально-поршневых гидромашин

Параметр	Формула расчета параметра	Расчетный параметр
Рабочий объем q	—	
Характерный размер D	$D = \sqrt[3]{q}$	1
Ход поршня h	$h = \bar{h}D$	$\bar{h} = 0,8$
Делительный диаметр блока цилиндров $D_{ц}$	$D_{ц} = \bar{D}_{ц}D$	$\bar{D}_{ц} = 1,5$
Наружный диаметр блока D_B	$D_B = \bar{D}_B D$	$\bar{D}_B = 2,3$
Диаметр поршня $d_{п}$	$d_{п} = \bar{d}_{п}D$	$\bar{d}_{п} = 0,4$
Характерная скорость \mathcal{G}_D	$\mathcal{G}_D = \omega \frac{D}{200} \frac{м}{с}$	1
Скорость поршня максимальная $\mathcal{G}_{п}$	$\mathcal{G}_{п} = \bar{\mathcal{G}}_{п} \mathcal{G}_D$	$\bar{\mathcal{G}}_{п} = 0,8-0,9$
Скорость снаружи блока \mathcal{G}_B	$\mathcal{G}_B = \bar{\mathcal{G}}_B \mathcal{G}_D$	$\bar{\mathcal{G}}_B = 2,2$

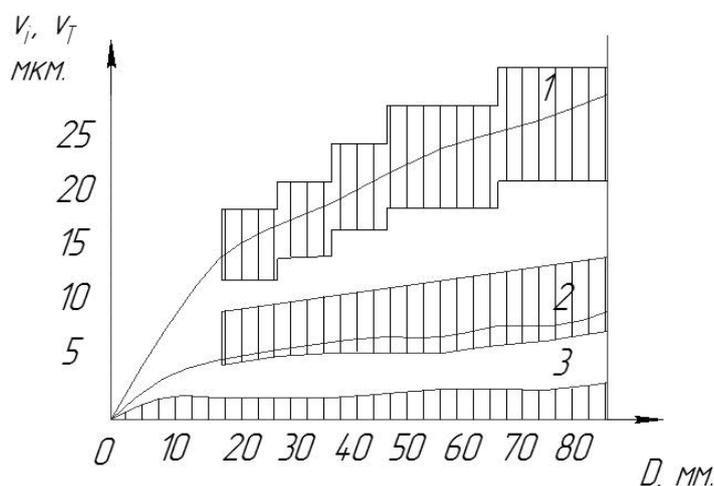
Зазор в торцовом распределителе следует рассматривать как некоторую условную величину, соответствующую фактическим утечкам. Зазор складывается из постоянной части, определяемой износом и деформацией уплотняющих поясков, и переменной части, возникающей вследствие динамических воз-

действий на блок цилиндров. При вращении блок «всплывает» над опорой и совершает высокочастотные колебания относительно среднего положения.

Экспериментально для серии аксиально-поршневых гидромашин были зафиксированы колебания зазора в пределах нескольких микрометров с амплитудой, возрастающей при увеличении размера D и угловой скорости ω . Зависимость зазора δ_T от характерного размера D (кривая 2 на рис. 2.11) может быть описана формулой

$$\delta_T = 2,2\sqrt[3]{D}, \quad (2.5.12)$$

где δ_T – в мкм, D – в мм.



1 – в поршнях, 2 – в торцевом распределителе, 3 – в опорах шатунов.

Рис. 2.11. Зависимость зазоров в подвижных соединениях гидромашин (δ_i, δ_T) аксиально-поршневого типа от характерного размера (D)

Меняя соотношение действующих на блок цилиндров сил, конструктор в некоторой степени может менять и переменную – динамическую – часть зазора в торцевом распределителе. Увеличение сил, прижимающих блок к опорной поверхности распределителя, и жесткости конструкции уменьшает (по сравнению с величинами, показанными на рис. 2.11) колебания блока и зазор δ_T . Однако при этом увеличивается контактное давление на опорную поверхность и могут возникнуть проблемы, связанные с изнашиванием. Коэффициенты формы для поршней ψ_4 и шатунов ψ_5 , число которых в поло-

сти нагнетания в среднем равно $z/2$, получим по уравнению (2.5.9), используя обозначения на рис. 2.9, a и $B_{uu} = s_1 d_{uu}$, $l_{uu} = s_2 d_{uu}$:

$$\psi_4 = \varepsilon \frac{\pi d_n}{l_n} \frac{z}{2} \overline{\delta_n^3} = \overline{\psi_4} \overline{\delta_n^3}; \quad \psi_5 = \varepsilon \frac{B_{uu}}{l_{uu}} \frac{z}{2} 2 \overline{\delta_{uu}^3} = \overline{\psi_5} \overline{\delta_{uu}^3}. \quad (2.5.13)$$

Подставив типовые соотношения размеров $l_n = 2d_n$, $B_{uu}/d_{uu} \approx 4,8$ и $z = 9$, получим $\overline{\psi_4} = 1,2$; $\overline{\psi_5} = 3,6$. Зависимости зазоров δ_n и δ_{uu} от характерного размера D показаны кривыми 1 и 3 на рис. 2.11 и могут быть описаны формулами

$$\delta_n = 6\sqrt[3]{D} \quad \text{и} \quad \delta_{uu} = 0,06\sqrt[3]{D} \quad (2.5.14)$$

где δ – в мкм, D – в мм. Эти формулы приемлемы для химмотологического расчета, ориентирующегося на средневероятные значения параметров. Анализируя графики $\delta - D$ на рис. 2.11, выбираем для рассматриваемых аксиально-поршневых гидромашин характерный зазор $\delta_D = 10$ мкм. При этом $\overline{\delta_T} = 0,5 \dots 1$, $\overline{\delta_n} = 1,5 \dots 2,5$, $\overline{\delta_{uu}} \approx 0,2$ (следовательно, членом $\psi_5 = \overline{\psi_5} \overline{\delta_{uu}^3}$ можно пренебречь). Выбрав постоянное значение δ_D , получим коэффициент формы ψ гидромашин ряда:

$$\psi = \overline{\psi}_{1,2} \overline{\delta_T^3} + \overline{\psi}_3 \overline{\delta_T^3} + \overline{\psi}_4 \overline{\delta_n^3} + \overline{\psi}_5 \overline{\delta_{uu}^3}; \quad (2.5.15)$$

$$\psi = (k_1 + k_4)D + k_3 D^{3/2} = \psi_y + \psi_n, \quad (2.5.16)$$

где коэффициенты $k_1 = \overline{\psi}_{1,2} \left(\frac{2,2}{10}\right)^3 10$, $k_4 = \overline{\psi}_4 \left(\frac{6}{10}\right)^3 10$, $k_3 = \overline{\psi}_3 \left(\frac{2,2}{10}\right)^3 10$ (при D в см); показатель степени $3/2$ при D учитывает нелинейную зависимость перетечек ψ_n от D ; ψ_y, ψ_n – составляющие ψ , соответствующие утечкам из полости нагнетания в корпус и перетечкам в полость вытеснения.

Результаты расчета объемных потерь Q_y по уравнениям (2.5.15) и (2.5.16) для ряда гидромашин с $D = 2 \dots 10$ см приведены на рис. 2.12 (масло $\mu_{50} = 8 \text{ мПа} \cdot \text{с}$, $\mu_{90} = 4 \text{ мПа} \cdot \text{с}$).

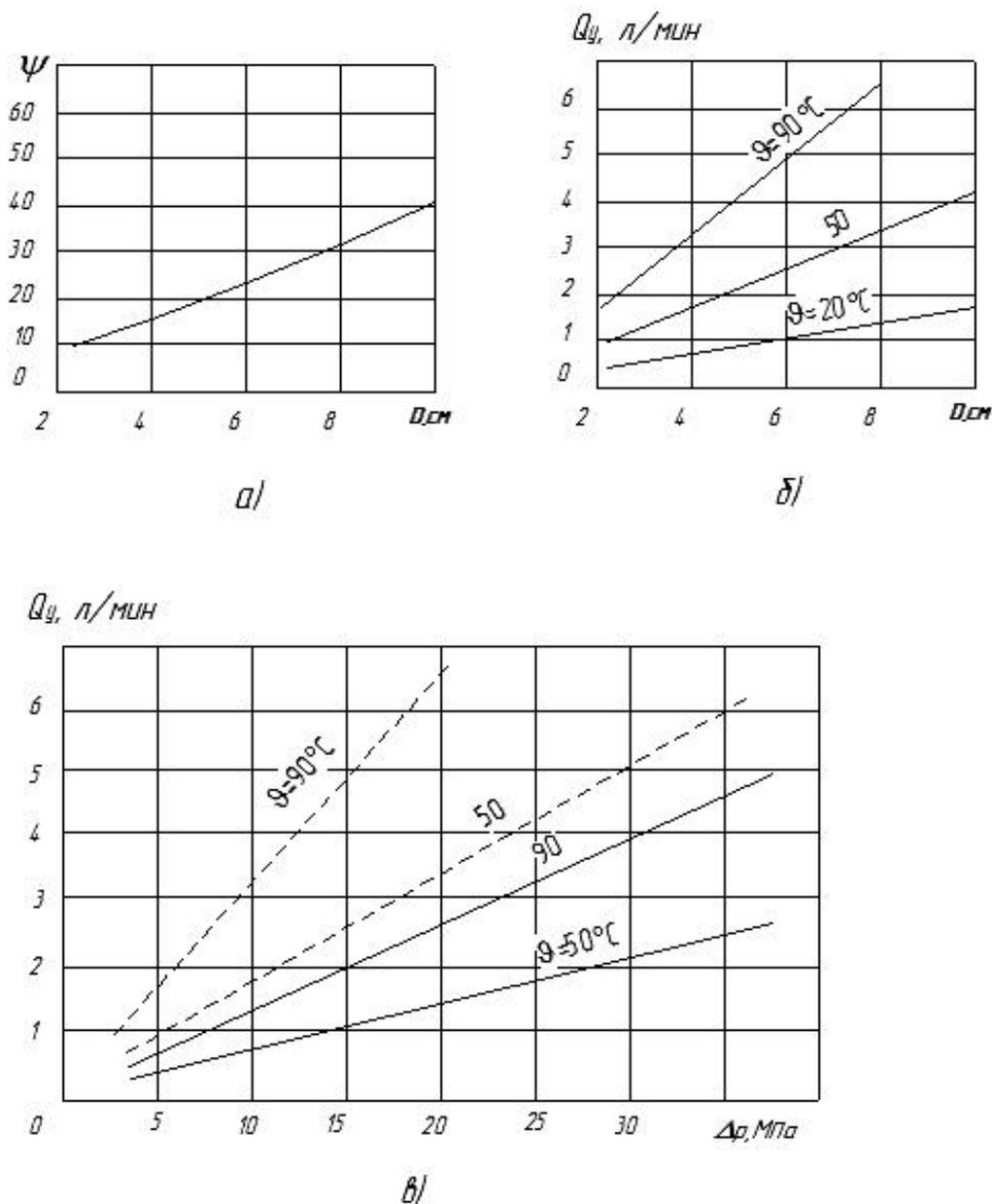


Рис. 2.12. Графики к расчету объемных потерь аксиально-поршневой гидромашин: а – зависимость $\psi - D$ (при $\delta_D = 10 \text{ мкм}$); б – зависимость $Q_y - D$ (при $\Delta p = 16 \text{ МПа}$); в – зависимость $Q_y - \Delta p$ (штриховые линии при $D = 6,3 \text{ см}$, сплошные – при $D = 2,5 \text{ см}$)

Метод позволяет оценить связь объемных потерь в широком диапазоне характерного размера D , температуры θ и давления p , что важно при выборе типа масла для серии гидромашин на стадии их проектирования. Если экспериментально определен объемный КПД η_0 какой-либо из гидромашин ряда, то в расчеты ψ можно внести уточнения в соответствии с формулой

$$Q_y = (1 - \eta_0) \frac{qn}{60} = 10^{-3} \psi \frac{\Delta p}{\mu} \delta_D^3, \quad (2.5.17)$$

где Q_y – в $\text{см}^3/\text{с}$.

Разделение $Q_y = Q_y' + Q_n$ на утечки Q_y' и перетечки Q_n выполняют в соответствии со значениями членов ψ_y и ψ_n в уравнении (2.5.16).

2.6. Зависимость энергетических потерь в гидроприводах от вязкости рабочей жидкости

Рациональный выбор рабочей жидкости может существенно повысить КПД гидропривода. С этой целью необходимо установить зависимость потерь мощности от вязкости в основном режиме работы гидропривода, используя обобщенный метод расчета и теорию подобия гидравлических машин. С вязкостью μ жидкости связаны объемные потери мощности N_y , потери на жидкостное трение N_μ , на гидравлические сопротивления N_ζ и неявно – потери на прочие виды трения N_f . Энергетический баланс гидропривода оценивает его КПД

$$\eta = \frac{N - (N_y + N_\mu + N_\zeta + N_f)}{N} = 1 - \bar{N}_y - \bar{N}_\mu - \bar{N}_\zeta - \bar{N}_f, \quad (2.6.1)$$

где $N = Q\Delta p$ – индикаторная мощность, Вт [см. уравнения (2.2.2) и (2.2.5)];

$\bar{N}_y = N_y / N$; $\bar{N}_\mu = N_\mu / N$; $\bar{N}_\zeta = N_\zeta / N$; $\bar{N}_f = N_f / N$ – потери в долях от индикаторной мощности.

Очевидно, что при выборе рабочей жидкости для какой-либо отрасли техники недостаточно ограничиться исследованием зависимости потерь мощности от вязкости жидкости для гидромашин одного типоразмера. Для того, чтобы распространить результаты исследования на весь ряд гидромашин, необходимо воспользоваться методами, основанными на теории подобия однотипных гидромашин. В п. 2.5 они рассмотрены применительно к определению объемных потерь. Аналогичные принципы положены в основу обобщенного метода анализа остальных (механических) видов потерь и их зависимости от режима работы гидропривода. Механические потери в каждом элементе гидромашин определяют в функции безразмерного критерия

режима $G = \mu\omega/p$ на основании средних значений вязкости μ , угловой скорости ω вала и давления p в полости нагнетания (полагаем $p \approx \Delta p$). Для ряда типоразмеров гидромашин с рабочим объемом q_i вводят понятие характерного размера $D = \sqrt[3]{q}$ (см) и характерного зазора δ_D . Поскольку в гидравлической машине перемещение всех деталей ходовой части связано с углом поворота вала ротора, вводят понятие характерной скорости $v_D = \omega D / 200$ (м/с). Основные силовые нагрузки на элементы гидромашин пропорциональны произведению давления на площадь, поэтому используют понятие характерной силы давления $P_0 = p\pi D^2 / 4 = pF_D$. Выразив в долях D размеры $D_i = \bar{D}_i D$ отдельных деталей, их скорости $v_i = \bar{v}_i v_D$ и нагрузки $P_i = p\bar{F}_i F_D$, получают возможность при суммировании потерь в отдельных элементах для всей гидромашин разделять безразмерные члены и общие характерные параметры. Суммы безразмерных параметров обозначают далее как функциональные коэффициенты B_0, B_μ, B_ζ, B_f . В результате для каждого вида потерь в гидромашине устанавливают простую обобщенную формулу, выражающую зависимость потерь от параметров μ, ω, p , характерных размера D и зазора δ , функционального коэффициента. Вследствие геометрического подобия деталей и определенной закономерности зазоров для ряда однотипных гидромашин функциональные коэффициенты B_0, B_μ, B_ζ, B_f оказываются в первом приближении одинаковыми для всех гидромашин ряда. Это справедливо в случае, когда при проектировании ряда гидромашин соблюдают условия обеспечения примерно равных критериев нагрузки для гидромашин разных типоразмеров (обычно уменьшением ω по мере увеличения D). Для примера в табл. 2.2 приведены характерные параметры для ряда (гаммы) аксиально-поршневых гидромашин.

Мощность объемных потерь $N_y = Q_y \Delta p$ и $\bar{N}_y = N_y / N$ определяют исходя из уравнений (2.2.5), (2.5.9), (2.5.17):

$$N_y = 10^{-3} \psi \frac{\Delta p^2}{\mu} \delta_D^3; \quad \bar{N}_y = B_0 \frac{\Delta p}{\mu \omega} = \frac{B_0}{G}; \quad (2.6.2)$$

где N_y – в Вт; $B_0 = 2\pi \cdot 10^{-3} \psi(D/\delta_D)^{-3}$; $G = \mu\omega/p$; ω – в рад/с, μ – в Па·с, Δp – в Па.

Мощности потерь на жидкостное трение N_μ и $\bar{N}_\mu = N_\mu/N$ определяют исходя из уравнения $v_i = \bar{v}_i \omega D$ и уравнения Ньютона (1.10.1):

$$N_\mu = \frac{B_\mu}{2\pi} \mu \omega^2 D^3, \quad \bar{N}_\mu = B_\mu \frac{\mu \omega}{\Delta p} = B_\mu G, \quad (2.6.3)$$

где $B_\mu = 2\pi \sum^n \frac{\bar{F}_i \bar{v}_i}{\bar{\delta}_i} \left(\frac{D}{\delta_D} \right)$.

Потери мощности на гидравлические сопротивления N_ζ и $\bar{N}_\zeta = N_\zeta/N$ определяют по известным уравнениям гидравлики. Для ламинарного режима течения в трубопроводах потери давления $\Delta p_\zeta \equiv v_i$, поэтому

$$N_\zeta = \frac{B_\zeta}{2\pi} \mu \omega^2 D^3; \quad \bar{N}_\zeta = B_\zeta \frac{\mu \omega}{\Delta p} = B_\zeta G, \quad (2.6.4)$$

где $B_\zeta = 2\pi \sum^n (A_i v_i / 2\bar{d}_i)$.

Для турбулентного режима течения упрощенно будем считать, что потери давления Δp_ζ не зависят от вязкости и соответствующую потерю мощности можно относить к члену N_f .

Подставив определенные по уравнениям (2.6.2) – (2.6.4) потери мощности в уравнение (2.6.1), определим вязкость μ_0 , при которой η должен быть максимальным. Очевидно, это будет при минимуме суммы $\bar{N}_y + \bar{N}_\mu + \bar{N}_\zeta + \bar{N}_f$.

Из условия $d(\bar{N}_y + \bar{N}_\mu + \bar{N}_\zeta + \bar{N}_f)/d\mu = 0$ найдем вязкость μ_0 , теоретически обеспечивающую η_{\max} :

$$\mu_0 = \frac{\Delta p}{\omega} \sqrt{\frac{B_0}{B_\mu + B_\zeta}}. \quad (2.6.5)$$

Следует заметить, что расчеты по уравнениям (2.6.2) – (2.6.5) дают лишь ориентировочное значение оптимальной вязкости. Формально расчеты не точны из-за усреднения вязкости в каждом элементе и неизбежного упрощения действительных процессов. Эти упрощения можно уточнить при бо-

лее сложной расчетной структурной системе, учитывающей зависимость вязкости от температуры и давления в отдельных парах трения, градиента скорости dv_i/dy и других факторов. Теоретически оптимальную вязкость для наиболее вероятного основного температурного режима гидропривода необходимо только принимать во внимание при выборе параметров рабочей жидкости. К этому значению вязкости следует стремиться при разработке новых сортов масел для серии гидроприводов. Решающее значение при выборе вязкости всегда имеют следующие обстоятельства:

- обеспечение работоспособности наиболее нагруженного элемента при максимально возможной рабочей температуре гидропривода;
- обеспечение пуска гидропривода при предельно низкой температуре.

Рабочую жидкость можно выбирать только на основании рассмотрения всего комплекса аспектов для обеспечения длительной работоспособности гидропривода.

2.7. Анализ совместимости рабочей жидкости с материалами гидравлических систем

Элементы гидросистемы включают много различных материалов, контактирующих с рабочей жидкостью и участвующих в комплексе диффузионных, коррозионных и прочих процессов, происходящих при длительной эксплуатации. Кроме того, значительная часть материалов участвует в процессах трения. Химмотологический анализ должен включать анализ материалов с точки зрения их совместимости с рабочей жидкостью. Исследовать совместимость всех применяемых в машиностроении конструкционных материалов практически невозможно, поэтому анализ проводят в плане сравнения примененных в данной гидросистеме материалов с номенклатурой материалов гидромашин, проверенных в эксплуатации. По спецификациям комплектующих приборов гидросистемы составляют полный перечень материалов, разбитый на группы: стали, алюминиевые сплавы, бронзы, латуни, прочие металлы и сплавы, резины, пластмассы, клеи, электроизоляционные материалы, покрытия лакокрасочные и гальванические; при этом указывают пары

трения и контактирующие материалы. По каждой группе материалов отмечают материалы, проверенные при эксплуатации в данной рабочей жидкости или ее близких аналогах и нуждающиеся в дополнительных исследованиях. Выделяют материалы, обладающие наихудшей совместимостью с рабочей жидкостью, и прорабатывают возможность их замены.

Таблица 2.3

Номенклатура металлических материалов насосов

Тип насоса; область применения	Деталь	Материал		
		металл	марка	HRC(HB)
1	2	3	4	5
Шестеренные; станкостроение (масла–см. табл.1.5)	Корпус	Чугун	СЧ 20	–
	Шестерни	Сталь	18ХГТ	58-62
	Прокладка	Чугун	СЧ 20	–
Лопастные; станко- строение (масла-см. табл. 1.5)	Корпус	Чугун	СЧ 18	–
	Статор	Сталь	ШХ15, ХГВ	60-64
	Ротор Лопастя		20Х* P18	– 62-64
Диски вал	Бронза	БрАЖ9-4		–
	Сталь	БрОФ6,5- -0,15 БрАЖМц10- -3-1,5 45		25-30
Радиально- плунжерные; стан- костроение (масла - см. табл.1,5)	Корпус	Чугун	СЧ 20	–
	Опорное кольцо	Сталь	ШХ 15	58-62
	Ротор(блок цилин- дров)	Чугун	СЧ 35	(180)
	Букса ротора	Сталь	20Х	50-56
	Распределитель	Бронза	БрАЖ9-4	(160)
Плунжер	Сталь	ШХ15	57-59	
Аксиально- поршневые [2]; мо- бильные машины (масла АУ, АУП, МГЕ-10А, АМГ-10)	Блок цилиндров	Сталь	Х12Ф1	62-65
	Распределитель поршни	Бронза	БрОСН10- 2-3	(80)
			БрАЖ9-4	(110-180)
	Кардан	Сталь	12ХН3А	52-62
	Шатуны	Бронза	18Х2Н4МА	(110)
Опоры шатунов	Сталь	БрАЖ9-4	–	
Корпус литой	Алюминиевый сплав	35Л	(50)	
Крышки литые		АЛ2, АЛ9		
Корпуса литые				

1	2	3	4	5
Аксиально-поршневые [2]; Мобильные машины (масла АУ, АУП, МГЕ-10А, АМГ-10)	Клапаны	сталь	ШХ15	60-62
	Мелкие детали		18Х2Н4МА	–
	Различные детали		35,45,20Х	–
*Цементация				

В насосах гидросистем различного назначения широко применяют металлические материалы, указанные в табл. 2.3, где приведены также типы контактирующих с ними рабочих жидкостей – нефтяных масел. Номенклатура материалов авиационных гидроагрегатов включает: для золотников и втулок гидроусилителей цементируемые стали 12ХНЗА, 18Х2Н4МА (*HRC* 58), коррозионно-стойкую сталь 9Х18 (*HRC* 55), стали ШХ15 и ХВГ несколько пониженной коррозионной стойкости; для гидроцилиндров – деформируемые алюминиевые сплавы АК6 и АК4-1, подвергнутые твердому сернокислотному анодированию, а также хромированные стальные рубашки (сталь 30ХГСА, хром твердый); корпусные детали из алюминиевых сплавов АЛ9, ВАЛ, АК4-1, АК6. Указанные материалы работают в среде масла АМГ-10 и жидкости 7-50С-3.

Материалы для аксиально-плунжерных насосов типа Санстренд (США), Зауэр (ФРГ) сведены в табл. 2.4. Контактующие с этими насосами рабочие жидкости имеют широкое международное применение.

Подбор материалов для рабочих жидкостей на нефтяной основе, в общем, не представляет в настоящее время проблемы. Особому анализу подвергаются материалы уплотнений и другие неметаллические материалы. Большинство конструктивных материалов удовлетворительно совмещаются с синтетическими и водосодержащими жидкостями, однако в этом случае имеется ряд ограничений (см. п. 1.4).

Материалы насосов типа Санстренд и Зауэр

Деталь	Материал	Марка отечественного аналога материала
Блок цилиндров	Сталь	38ХМ
Гильза цилиндров	Латунь	ЛМЦСКС58-2-2-1-1
Поршень	Сталь	38ХМ или 40 ХМФА
Башмак	Латунь	ЛМЦСКС58-2-2-1-1
Распределитель	Сталь	ХГС
Дно блока цилиндров	Латунь	ЛМЦСКС58-2-2-1-1

Методы исследования совместимости материалов с рабочими жидкостями подразделяют на исследование коррозии, стабильности масел на выделение осадков, влияния материалов на окисляемость масел, исследование изнашивания материалов [1].

2.8. Загрязнения рабочей жидкости и их влияние на работу гидравлических систем. Классы чистоты рабочих жидкостей

Чистота рабочей жидкости – часть проблемы чистоты гидравлических систем, поэтому ее нельзя рассматривать обособленно от последней. Проблема чистоты гидросистем возникла в связи с необходимостью повышения давления, ресурса и надежности гидросистем, в частности, для систем автоматики и летательных аппаратов. Многочисленными исследованиями установлено, что главной причиной отказов и неисправностей являлись загрязнения рабочей жидкости и недостаточная чистота внутренних полостей. В свою очередь, это определило необходимость проведения комплекса научно-технических работ, при которых выявили возможность значительного повышения эффективности гидросистем за счет относительно малых затрат на мероприятия по обеспечению чистоты.

Под чистотой гидросистемы понимают комплекс критериев, характеризующих состояние загрязненности рабочей жидкости и внутренних полостей по сравнению с некоторым эталоном, устанавливающим начало отсчета отклонений от него. Загрязнениями рабочей жидкости является совокупность

присутствующих в ней твердых (механических) частиц, инородных жидкостей, газов и микроорганизмов. Если относить к загрязнениям рабочей жидкости все присутствующие в ней, помимо основного состава, компоненты, необходимо подразделять их на полезные и вредные. К полезным следует отнести некоторые продукты окисления масел, действующие аналогично антикоррозионным и антиокислительным присадкам, а также содержание 1 – 1,5% (по объему) кислорода. При меньшем количестве кислорода происходит схватывание поверхностей при трении; увеличение концентрации кислорода свыше 2% повышает износ. При нормальных условиях содержание кислорода составляет 4...5%. Существует мнение о необходимости относить к загрязнениям только компоненты, оказывающие отрицательное воздействие на работоспособность системы [1].

Загрязнения обычно подразделяют на следующие:

- производственные, попадающие в гидросистему при изготовлении, сборке и монтаже в виде частиц абразива, остающихся от литейных стержней, абразивных кругов, притирочных паст; стружки, окалины, краски и т.д.;
- загрязнения, генерируемые системой в процессе работы пар трения и физико-химических реакций;
- загрязнения, возникающие в процессе изготовления жидкости и в результате реакции побочных продуктов;
- загрязнения, поступающие из окружающей среды, которые входят с воздухом при «дыхании» гидросистемы, а также при заправках и особенно дозаправках свежей рабочей жидкостью, которая из-за неудовлетворительного хранения и транспортировки зачастую оказывается довольно грязной.

Одним из внешних источников загрязнений являются *аэрозоли*, представляющие собой газ или воздух, содержащие взвешенные твердые или жидкие частицы. В метрологии аэрозоли подразделяются на три класса: туман, дым и пыль. *Туман* – это жидкие частицы в газовой среде. *Дым* – это полидисперсные устойчивые системы (твердые частицы в газовой среде) с размерами

твердых частиц от 5 до 0,1 мкм и меньше. *Пыль* – это полидисперсные малоустойчивые «живые» системы с размерами частиц от 5 до 50 мкм [13].

Удалить полностью все загрязнения из гидросистемы невозможно, поскольку в процессе ее работы генерируются новые загрязнения.

Во взаимосвязанной системе «жидкость – внутренние поверхности» практически можно проконтролировать только загрязненность жидкости, хотя часть загрязнений из нее осаждаются на внутренних поверхностях, а при работе гидросистемы происходит выделение загрязнений с поверхности в жидкость. В связи с этим чистоту гидросистемы оценивают по чистоте рабочей жидкости на стадии технологических операций (промывки, испытания) и эксплуатации. Для оценки чистоты рабочей жидкости по количеству загрязнений необходимо располагать комплексом методов контроля и назначать *характерные и идентичные* условия отбора проб рабочей жидкости из гидросистемы. В настоящее время практически возможны контроль загрязнений твердой фазы по массе, по количеству частиц и контроль содержания воды. Более полный комплекс измерений можно осуществлять только при исследовательских работах.

Механические загрязнения. Механические примеси подразделяют на две группы: органические и неорганические.

Органические загрязнения состоят в основном из продуктов термического разложения, окисления и полимеризации масла. Кроме того, они могут включать волокна ветоши, чешуйки краски, кусочки резины и др.

Основную часть механических примесей (60 – 80%) составляют частицы *неорганического происхождения*, представляющие собой технологические загрязнения, не удаленные при операциях промывки: остатки механической обработки в виде стружки, опилок; остатки притирочных паст, включающие мелкие абразивные порошки; песок и окалину от сварки, литья и термообработки; пыль из воздуха сборочных помещений. Технологические загрязнения составляют 60 – 80% загрязнений в гидросистеме, поступившей на эксплуатацию. При работе гидросистемы происходит изнашивание пар тре-

ния, сопровождающееся выделением продуктов износа: частиц стали, хрома, бронз, твердых пленок анодированных алюминиевых сплавов, карбидов и окислов различных металлов. Рабочие жидкости гидросистем, работающих в полевых условиях, дополнительно могут содержать почвенный мелкозем.

Типичный состав загрязнений гидропривода (насос, гидромотор, аппаратура управления после изготовления, испытаний и работы в помещении) с разбивкой частиц по материалам и размерным диапазонам указан в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Состав загрязнений гидропривода

Размер частиц, мкм	Доля загрязнений, % материала					
	стали	бронзы, латуни	песка	красок, лаков	резины	прочих
10–25	29	1,5	2,0	4	50,5	13,0
25–50	31	4,5	1,0	11	41	11,5
50–100	29	2,0	3,3	18	29,5	17,2
100–200	36	5	–	29	18	12

Из данных таблицы 2.5 следует, что около 1/3 частиц во всех диапазонах от 10 до 200 мкм составляют абразивные частицы, включающие карбиды, окислы металлов и кремнезем.

Пыль, вода, промышленные газы, микроорганизмы попадают в гидросистему при ее «дыхании» вследствие температурных изменений объема жидкости. Пыль и частицы грунта заносятся внутрь гидросистемы при движении штоков гидроцилиндров. Количество пылинок в атмосфере в зависимости от района и условий эксплуатации может достигать 200 000 шт. на 1 л со средними размерами d от 10 до 50 мкм. В составе пыли преобладают абразивные компоненты: кремнезем и кварц (до 80%), окись алюминия (до 17%), полевой шпат и др. Твердость некоторых материалов по десятибалльной шкале Мооса составляет: алмаз – 10, окись алюминия – 9, кварц – 7, полевой шпат – 6, железо – 4,4, медь – 3, алюминий – 2,9.

Загрязненность рабочей жидкости твердыми частицами вызывает в гидроэлементах следующие явления:

- интенсивное абразивное изнашивание пар трения (главным образом, распределителей и поршней насосов) вследствие проникновения в зазоры твердых частиц с потоком рабочей жидкости;

- защемление плунжеров и клапанов в аппаратуре управления после сброса высокого давления вследствие заклинивания частиц при деформации втулок;

- гидроабразивное изнашивание кромок золотников, клапанов и дросселей в результате «бомбардировки» их частицами со скоростью сотни метров в секунду при больших перепадах давления; кавитационные явления в таких потоках резко усиливаются частицами;

- возрастание усилий на перемещение золотников и клапанов вследствие попадания частиц в зазоры; в связи с этим приходится применять электромагниты со значительно большим тяговым усилием;

- засорение фильтров, зарастивание малых щелей в золотниковых и дроссельных элементах, вызывающее нестабильную работу гидродвигателей при малых скоростях движения;

- задир и заклинивание прецизионных пар.

Кроме того, механические загрязнения в гидросистеме способствуют увеличению окисления масла, особенно в момент образования частиц износа, когда повышены их поверхностно-активные свойства.

Исследованиями установлено, что наиболее опасны твердые частицы, соизмеримые с величиной зазора пары $d_i \approx \delta$. Более крупные частицы задерживаются на входе в зазор, как на фильтре; более мелкие частицы быстро удаляются из зазора потоком жидкости. Исследование объемных потерь с помощью метода подобия позволяет установить для каждого типа гидромашин характерный зазор δ_D , близкий, как правило, величине зазора в основном элементе объемных потерь (например, в распределителе насоса). По экономическим и технологическим соображениям многочисленные зазоры δ_i в

остальных элементах гидросистемы назначают близкими к δ_D . Исключение составляют зазоры в золотниковых парах и уплотнениях, где $\delta_i < \delta_D$. Таким образом, каждому типу гидросистем соответствует определенный характерный зазор. Тенденция к повышению давления в гидросистемах и все более широкая гидрофикация мобильных машин, требующих эксплуатации на все-сезонных маслах, вызвали в последнее время уменьшение зазоров в элементах. Так, в аксиально-поршневых насосах с торцовым распределителем на давление $p < 20$ МПа зазоры были в пределах 10 – 40 мкм; для насосов того же типа на давление до 35 МПа зазор $\delta_i = 5 \dots 20$ мкм. В золотниковых распределителях малый зазор необходим также для снижения усилия на перемещение золотника. В плоских золотниковых распределителях следящих систем $\delta = 3 \pm 0,5$ мкм, в цилиндрических $\delta = 2 \dots 4; 5 \dots 8; 7 \dots 10; 9 \dots 12$ мкм, в зависимости от диаметра. Зазор между дисками торцовых уплотнений 1 – 2 мкм, в эластомерных уплотнениях $\delta < 1$ мкм.

Жидкие и газообразные загрязнения. К жидким загрязнениям масел относят воду, кислоты, щелочи. Газообразными загрязнениями являются атмосферный воздух и различные промышленные газы. Жидкие и газообразные загрязнения попадают в гидросистему при ее «дыхании», т.е. при температурном изменении объема с одновременным влиянием негерметичности.

Жидкие загрязнения вызывают в приводах следующие отрицательные явления:

- снижение вязкости масла и, как следствие, ухудшение его смазывающей способности;
- повышение коэффициента трения с усилением изнашивания и переходом к наиболее опасной пластической деформации пар трения;
- перегрев масла, вызванный трением, приводящий к его интенсивному старению и разложению присадок;
- нарушение однородности масла, приводящее к ухудшению динамических характеристик привода;

– прямое химическое воздействие агрессивных жидкостей, нарушающее структуру материалов приводов, приводящее к катастрофическому их изнашиванию вследствие коррозии, а также к ускоренному старению масла;

– рост утечек рабочей жидкости вследствие снижения ее вязкости.

Газообразные загрязнения вызывают такие явления, как:

– нарушение сплошности потока рабочей жидкости, приводящее к большей ее сжимаемости и к ухудшению динамических характеристик привода;

– кавитация, приводящая к преждевременному износу гидроаппаратов и трубопроводов, вызывающая вибрацию, удары и акустические явления;

– окислительные реакции, вызывающие коррозию металлических элементов привода и приводящие к ускоренному старению масла.

Как уже было указано, воздух попадает в гидросистему в основном в результате негерметичности всасывающей линии насоса и в местах с давлением ниже атмосферного, например, в дроссельных сопротивлениях. При некачественной сборке воздух может также попадать в гидросистему через фланцы всасывающей гидролинии, из сливной и дренажных линий и с поверхности уровня жидкости в гидробаке. Подсос воздуха также происходит при недостаточном заглублении входного патрубка насоса и при значительном понижении уровня жидкости в гидробаке. Воздух, находящийся внутри корпуса, может попадать в гидросистему через зазоры плунжерных пар и торцового распределителя при разрежении в полостях цилиндров во время ходов всасывания. К повышению количества воздуха приводит и наддув гидробаков, применяемый с целью улучшения условий всасывания насосов, например, в авиационных гидросистемах. Кроме того, в жидкости всегда имеется растворенный воздух, выделяемый из жидкости в местах пониженного давления. Причем выделение из жидкости воздуха происходит интенсивнее, чем растворение, в результате турбулизации потока в каналах гидросистемы и их вибрации.

Вода попадает в рабочую жидкость в результате негерметичности тары, в которой рабочая жидкость хранится до заливки в гидросистему, через возможные неплотности водяных теплообменников, а также через воздушные фильтры-сапуны из окружающей среды. Вода может находиться в растворенном (от 0,01 до 0,1%) или в свободном состоянии, образуя каплевидные включения или эмульсии.

Воздух и вода снижают качественные показатели гидроприводов, такие, как подача насоса, расходные характеристики дросселирующих устройств, быстродействие и точность позиционирования из-за снижения модуля объемной упругости жидкости, приводят к окислению рабочих жидкостей, ухудшает их эксплуатационные свойства.

Присутствие воды в рабочей жидкости ухудшает ее смазывающую способность, повышает интенсивность кавитационных процессов, увеличивает коррозию стальных элементов, интенсивно разрушает легирующие присадки в жидкости. Также увеличивается пенообразование, что приводит к повышенному износу поверхностей трущихся пар, зарастанию дросселирующих щелей лакообразными отложениями продуктов окисления жидкости.

Воздух значительно повышает шум и высокочастотную вибрацию гидросистемы. Наличие в рабочей жидкости 2...3% нерастворенного воздуха может повысить уровень звукового давления до 10 дБА. Данные о содержании нерастворенного воздуха в рабочих жидкостях неоднозначны. В среднем при работе гидропривода в рабочей жидкости находится до 1...6% и более воздуха.

Количество нерастворенного воздуха в рабочей жидкости обычно измеряется по разности объемов, занимаемых жидкостью до и после растворения в ней воздуха под некоторым избыточным давлением [4].

Следует отметить, что действительное изнашивание прецизионных пар и внутренних полостей гидропривода происходит при комплексном загрязнении рабочей жидкости. В модели гидроэрозионного изнашивания, описанной в п.1.13, учтены жидкие и газообразные загрязнения. Твердые частицы,

участвующие в процессе гидроэрозионного изнашивания, должны существенно его усилить.

Требованиями к чистоте рабочей жидкости устанавливается либо тонкость фильтрации, либо класс чистоты. В соответствии с ГОСТ 17216-2001 установлено 19 классов чистоты рабочей жидкости (табл. 2.6.) [14].

Таблица 2.6

Классы чистоты и индексы загрязненности z

Класс чистоты	Количество частиц загрязнений в $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$ жидкости, не более, при размере частиц, мкм:								Масса загрязнений, %, не более	z				
	От 0,5 до 1	Св.1 до 2	Св.2 до 5	Св.5 до 10	Св.10 До 25	Св.25 до 50	Св.50 до 100	Св.100 до 200 волокна						
00	800	400	32	8	4	1	Отсут-ствие	Отсут-ствие	АО*	Не нормируется	-			
0	160	800	63	16	8	2								
1	1600	1600	125	32	16	3								
2			250	63	32	4			1					
3			125	63	8	2								
4			250	125	12	3								
5			500	250	25	4			1					
6			1000	500	50	6			2			1	0,00003	
7			2000	1000	100	12			4			2		
8			4000	2000	200	25			6			3	0,000125	105
9			8000	4000	400	50			12			4	0,0025	210
10			16000	8000	800	100			25			5	0,0005	415
11			31500	16000	1600	200			50			10	0,001	830
12			63000	31500	3150	400			100			20	0,002	1645
13			125000	63000	6300	800			200			40	0,004	3275
14					125000	1600			400			80	0,008	6520
15					25000	3150			800			160	0,0016	
16					50000	6300	1600	315	0,032					
17						12500	3150	630	0,064					

*АО – абсолютное отсутствие частиц загрязнений.

** При взятии нескольких проб число обнаруженных частиц меньше числа взятых проб.

Примечания: 1. Масса загрязнений для классов 6-12 не является обязательным контрольным параметром.

2. Волокнами считаются частицы толщиной не более 30 мкм при отношении длины к толщине не менее 10:1.

3. Частицы загрязнений размером более 200 мкм (не считая волокон) в жидкости не допускаются.

4. Поскольку приведённые в ГОСТ 17216-2001 соотношения между количествами частиц различных размерных групп в реальной жидкости обычно не соблюдаются, допускается устанавливать классы чистоты 8-14 по индексу загрязнённости, который вычисляют по формуле:

$$z = (10n_{10} + 25n_{25} + 50n_{50} + 100n_{100} + 200n_{200} + 400n_B) \cdot 10^{-3},$$

где $n_{10}, n_{25}, n_{50}, n_{100}, n_{200}, n_B$ - число частиц и волокон в 100 см^3 жидкости с размером частиц соответственно в интервалах 5...10, 10...25, 25...50, 50...100, 100...200 мкм.

Для гидроприводов различного технологического назначения установлены следующие классы чистоты:

- для авиационных гидроприводов 8 – 9 классы;
- для металлорежущих станков и кузнечнопрессового оборудования 11 – 12 классы;
- для самоходных машин, эксплуатируемых при давлении 16 – 25 МПа, 12 – 13 классы;
- для тех же гидроприводов, эксплуатируемых при давлении 8 – 14 МПа, 13 – 14 классы [5].

Практически чистота гидравлических систем находится в пределах 6 – 14 классов, чаще – 9 – 13 классов. Контролировать чистоту грубее 13 класса нецелесообразно; обеспечить чистоту выше 6 класса – технически сложно и дорого.

По стандарту ISO 4406 в 1 см³ пробы рабочей жидкости определяется количество загрязняющих частиц размером свыше 5 и свыше 15 мкм, после чего по табл. 2.7 определяются коды (классификационные числа), которые в виде дроби (в числителе код для частиц > 5 мкм; в знаменателе > 15 мкм) указываются в классе чистоты по ISO (по новой версии ISO устанавливаются размерные группы частиц ≥ 4, ≥ 6 и ≥ 14 мкм, а в обозначении класса чистоты последовательно указываются их коды, например, 9/7/5).

Таблица 2.7

Коды ISO для обозначения классов чистоты

Код ИСО	Количество частиц	Код ИСО	Количество частиц в 1 см ³	Код ИСО	Количество частиц в 1 см ³
1	Св.0,01 до 0,02	10	Св. 5 до 10	19	Св. 2500 до 5000
2	Св.0,02 до 0,04	11	Св.10 до 20	20	Св.5000 до 10000
3	Св.0,04 до 0,08	12	Св.20 до 40	21	Св.10000 до 20000
4	Св.0,08 до 0,16	13	Св.40 до 80	22	Св.20000 до 40000
5	Св.0,16 до 0,32	14	Св.80 до 160	23	Св.40000 до 80000
6	Св.0,32 до 0,64	15	Св.160 до 320	24	Св.80000 до 160000
7	Св.0,64 до 1,3	16	Св.320 до 640	25	Св.160000 до 320000
8	Св. 1,3 до 2,5	17	Св.640 до 1300	26	Св. 320000 до 640000
9	Св. 2,5 до 5	18	Св.1300 до 2500	27	Св.640000 до 1300000

Пример обозначения класса чистоты по ISO показан в табл. 2.8.

Таблица 2.8

Пример обозначения класса чистоты рабочей жидкости по ISO

Типовая проба	
Размер частиц x, мкм	Количество частиц размером более x в 1 $см^3$ пробы РЖ
2	5120
5	89
10	43
15	21
25	3
50	0,4

При такой характеристике пробы класс чистоты РЖ по ИСО обозначается – **14/12**

3. СТАРЕНИЕ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ В УСЛОВИЯХ ХРАНЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

При эксплуатации гидросистем рабочие жидкости (масла) подвергаются старению. Старением в общем смысле называют изменение свойств вещества во времени. Под воздействием различных агентов физическое состояние и химический состав материалов несколько изменяются (эти явления называют деструкцией), поэтому при эксплуатации и хранении масел в той или иной степени меняются все стандартные показатели качества: температура вспышки, вязкость, кислотное число, плотность, оптические свойства и т.д. Для прогнозирования сроков работоспособности необходимо знать механизм старения, математическое его описание и предельно допустимые значения показателей качества.

Масло при эксплуатации подвергается воздействию различных видов энергии в присутствии контактирующих материалов (металлов, полимеров, воды, кислот), многие из которых обладают свойствами катализаторов химических процессов. Постоянно воздействующим фактором является тепловая энергия, иногда радиационная и электрическая. Она определяет интенсивность статических процессов старения. В динамических условиях, в дополнение к этим видам энергии, на масло действуют механическая энергия при дросселировании, сжатии и разрежении, волновая механическая энергия при вибрациях, звуковых и ультразвуковых колебаниях. В результате этих воздействий в масле происходит комплекс физико-химических изменений, которые можно подразделить на следующие три группы.

1. Изменения физического характера – испарение компонентов масла; проникновение в жидкость продуктов изнашивания; растворение газов, воды и компонентов эластомеров; изменение количественного состава присадок за счет образования сорбционных пленок на поверхностях контактирующих деталей.

2. Изменения химического характера – окисление углеводородов базового масла; реакции гидролиза базового масла и присадок вследствие присутствия в масле воды и водных растворов; реакции ацидолиза при наличии в масле карбоновых кислот; реакции присадок масла с материалами гидросистемы и другие химические процессы.

3. Изменения механохимического характера – участие масла в процессах трения, перемешивания, трибохимических процессах в парах трения, а также стимулирующее влияние механических воздействий на химические реакции.

В статических условиях (хранение масла в таре или в гидросистемах) механохимические процессы проявляются очень слабо, поэтому их можно не учитывать при анализе процессов старения. Наоборот, при интенсивной работе гидросистемы преобладают динамические процессы механохимического характера, которые становятся основной причиной старения.

3.1. Старение масла в статических условиях

Старение базовых масел с комплексом антиокислительных и вязкостных присадок, а также масел типа АУ, АМГ-10, РМ, РМЦ, МВП и других происходит по следующему механизму.

Термоокислительные процессы в базовом масле являются основной причиной его старения. Они происходят во всем объеме масла в виде комплекса сложных многостадийных реакций углеводородов вследствие присутствия в нем кислорода (атмосферного, растворенного в жидкости, а также находящегося в молекулах взаимодействующих веществ).

Процесс окисления включает следующие стадии. Первой стадией является инициирование молекул тепловой энергией, усиливаемое при механических и радиационных воздействиях, которое может приводить к диссоциации и разрыву химических связей с образованием свободных радикалов $R\cdot$. Радикалы $R\cdot$ представляют собой части молекул, на конце которых имеется неспаренный электрон. Дальнейшие стадии представляют собой взаимодействие активированных фрагментов молекул один с другим и с другими молекулами в виде цепной реакции автоокисления: радикалы интенсивно реагируют с кислородом, образуя радикалы перекисей $\dot{R}O_2$, которые в свою очередь реагируют с исходными молекулами углеводородов, образуя углеводородные радикалы $R\cdot$ и молекулы гидроперекисей $ROOH$:



При высоких температурах и в присутствии катализаторов, особенно металлов с переменной валентностью (медь, железо, свинец и др.), попадающих в жидкость с загрязнениями, гидроперекиси разлагаются. В результате процесса окисления образуются вода, смолы, кислоты, сложные эфиры, увеличивающие кислотную реакцию масла.

Цепная реакция автоокисления значительно замедляется при наличии в масле антиокислительных присадок. Последние прерывают цепную реакцию автоокисления, превращая активные радикалы и гидроперекиси в стабильные продукты.

Математическое описание процесса окисления масла связано со значительными трудностями, прежде всего из-за множества участвующих в реакциях компонентов. Напомним, что масло является смесью большого числа углеводородов различных типов и изомерных форм, реагирующих с большим количеством различных веществ и материалов. Большая часть процессов окисления углеводородов относится к химическим реакциям первого порядка, описываемым кинетическим уравнением

$$v_i = dC / dt = K_i C_i, \quad (3.1.2)$$

где C_i – концентрация вещества; K_i – константа скорости реакции.

Решение этого уравнения приводит к зависимости изменения концентрации от времени реакции:

$$C_i = C_{0i} e^{K_i t}. \quad (3.1.3)$$

В данном случае все множество изменений концентрации C_i компонентов масла оценивают каким-либо одним интегральным критерием, например, кислотным числом K_{OH} , отражающим накопление продуктов распада с кислотной реакцией. Кислотное число можно представить суммой

$$K_{OH} = \sum m_i C_i = m \sum C_{0i} e^{K_i t}, \quad (3.1.4)$$

где m – коэффициент.

Для всего множества справедлива общая зависимость

$$y = K_{OH} = y_0 e^{K t}, \quad (3.1.5)$$

где $y_0 = m \sum C_{0i} e^{K_i / K}$ – обобщенная константа скорости окисления.

Типичные зависимости $K_{OH} = y$ от времени окисления для различных базовых масел приведены на рис. 3.1. Испытания проводили продувкой через образец 12 л/ч кислорода (рис. 3.1, а) или воздуха (рис. 3.1, б, в, г) при контакте масла с медной и стальной пластинками.

Кинетические кривые могут быть описаны уравнением

$$y = y_0 e^{x^n}, \quad (3.1.6)$$

где y_0 – начальное значение показателя; $x = Kt$; n – показатель степени (обычно $n = 1$, иногда $n = 0,8 \dots 2$).

Характер кривых $y = e^{x^n}$ при различных n показан на рис. 3.2, а. Время достижения одинаковых величин y/y_0 при разных K определяется соотношением $y/y_0 = e^{K_1 t_1} = e^{K_2 t_2}$, откуда $K_1 t_1 = K_2 t_2$.

Константу скорости процесса окисления K при элементарной химической реакции определяют по уравнению Аррениуса:

$$\ln K = A - U / RT \quad \text{или} \quad K = A e^{-U / RT}, \quad (3.1.7)$$

где A – постоянная, 1/с; U – энергия активации, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·°C).

Значение A при элементарных реакциях характеризует число и вид столкновений молекул, а в рассматриваемом более общем случае – индивидуальные особенности нефтепродукта.

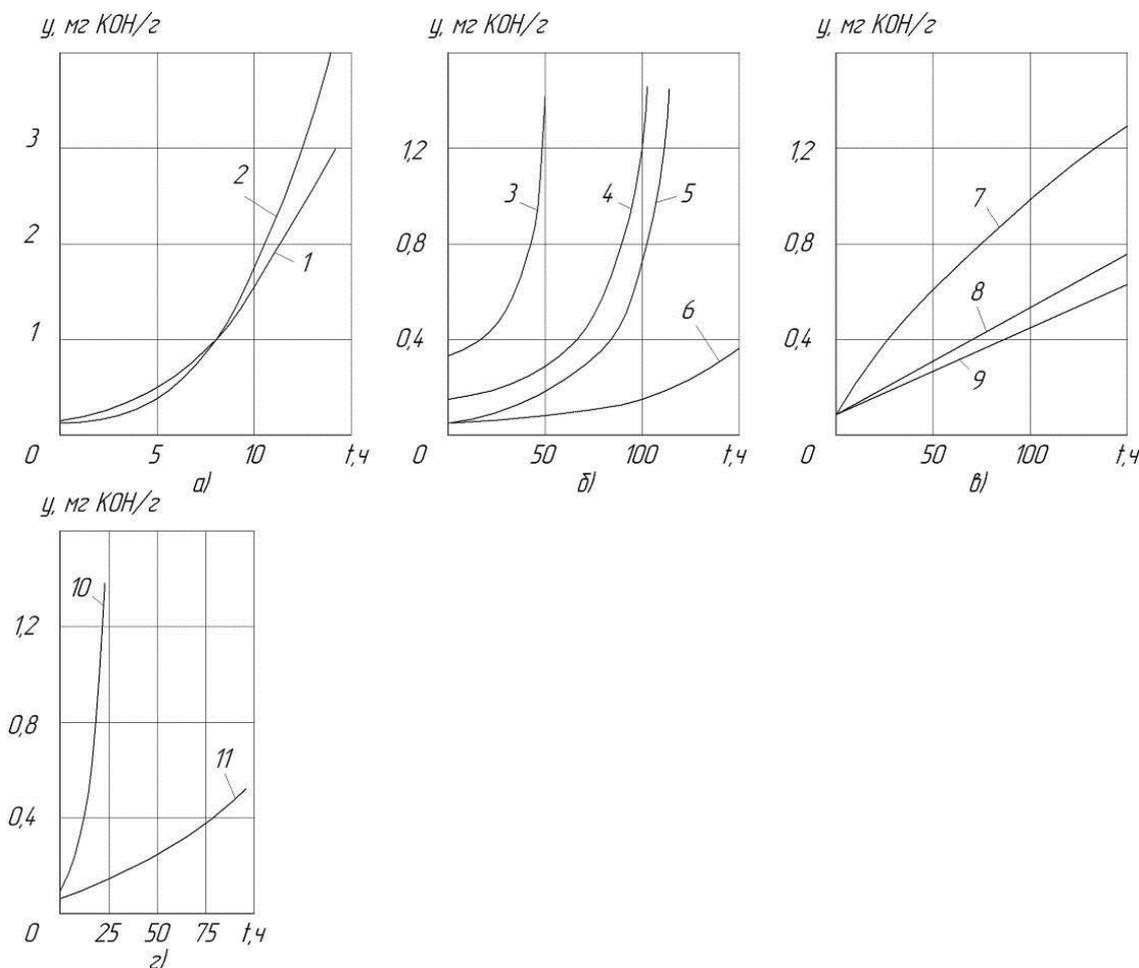


Рис. 3.1. Кинетические кривые окисления масел по методике ГОСТ 981-75 при температуре 120°C , продувка кислорода (а) и воздуха (б, в, з), 12 л/ч: а – основы масел типа МГЕ-10А (1, 2); б – масло АУП без ингибитора (3); АУП с ионолом (4); АГМ (5), основа масла МГЕ-10А (6); в – смесь масел МС-20 и трансформаторного с содержанием ионола 0 (7), 0,1 (8) и 0,3% (9); з – основы масел без ингибитора (10), с ионолом (11)

Кинетические кривые могут быть описаны уравнением

$$y = y_0 e^{x^n}, \quad (3.1.6)$$

где y_0 – начальное значение показателя; $x = Kt$; n – показатель степени (обычно $n = 1$, иногда $n = 0,8 \dots 2$).

Характер кривых $y = e^{x^n}$ при различных n показан на рис. 3.2, а. Время достижения одинаковых величин y/y_0 при разных K определяется соотношением $y/y_0 = e^{K_1 t_1} = e^{K_2 t_2}$, откуда $K_1 t_1 = K_2 t_2$.

Константу скорости процесса окисления K при элементарной химической реакции определяют по уравнению Аррениуса:

$$\ln K = A - U/RT \quad \text{или} \quad K = Ae^{-U/RT}, \quad (3.1.7)$$

где A – постоянная, 1/с; U – энергия активации, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·°C).

Значение A при элементарных реакциях характеризует число и вид столкновений молекул, а в рассматриваемом более общем случае – индивидуальные особенности нефтепродукта.

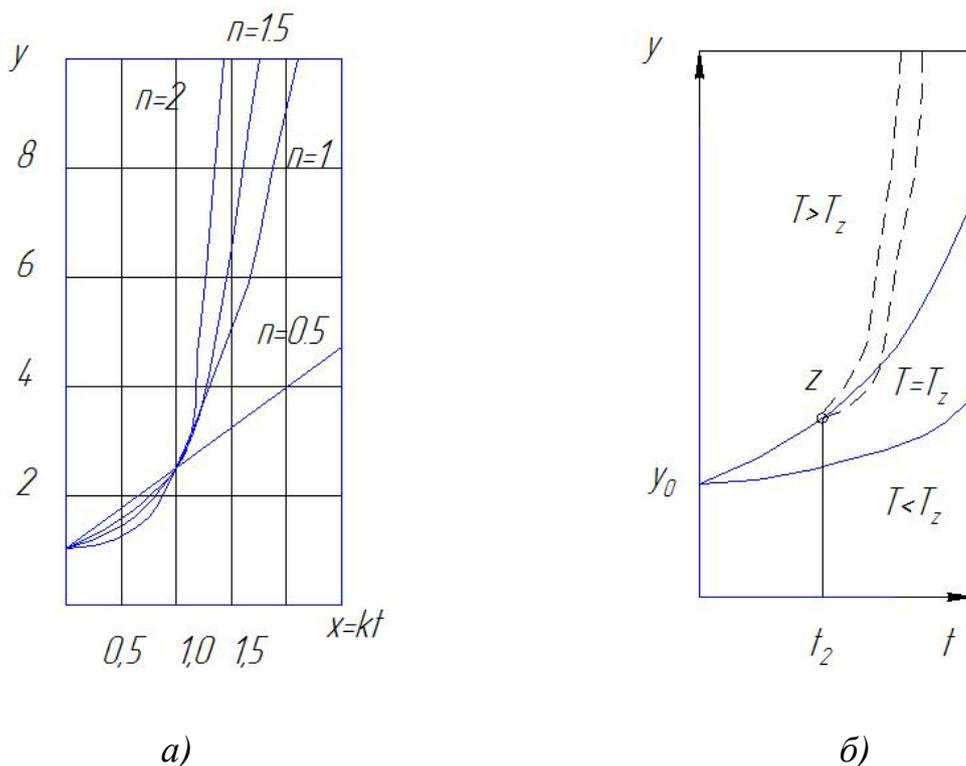


Рис. 3.2. Зависимость параметра окисления y от времени t :

а – при $y = y_0 e^{x^n}$, б – при изменении закономерности процесса из-за чрезмерного форсирования температуры ($T > T_z$, $t > t_z$)

Поскольку все термоокислительные реакции и механохимические превращения протекают по механизму цепных реакций, для их описания целесообразно применять понятие энергии активации U процесса. В элементарных

процессах энергией активации является избыточная энергия частицы, при которой она находится в активном состоянии и способна вступить в химическую реакцию. Введение понятия энергии активации оказалось весьма плодотворным при описании явлений диффузии, вязкости, сорбции и других явлений, связанных с преодолением определенного энергетического барьера. При описании такого сложного процесса, как старение масла, константа скорости старения K и энергия активации U приобретают обобщенный характер, интегрально отражая множество происходящих процессов и формально подчиняясь зависимости (3.1.7). При излишне форсированном температурном режиме испытаний возможно изменение закономерности процесса окисления, начиная с некоторого времени t_z (рис. 3.2, б). Причиной этого может быть, например, разложение антиокислительной присадки при высоких температурах или образование новых соединений, каталитически воздействующих на процесс. Течение реакции до достижения времени t_z часто рассматривают как ее индукционный период. Непременным условием возможности прогнозирования сроков работоспособности масла при эксплуатационных температурах является проведение ускоренных испытаний при температуре не выше T_z . Поэтому первым этапом исследования должно быть установление предельно возможной температуры испытания T_z . Из уравнений (3.1.5), (3.1.7) следует, что чем больше энергия активации U , тем меньше при данных условиях константа скорости реакции K . Однако, чем больше U , тем больше влияет температура на величину K . Для ориентировочной оценки зависимости $K - T$ можно пользоваться правилом Вант-Гоффа, согласно которому при повышении температуры на каждые десять градусов (при прочих равных условиях) K увеличивается в γ раз ($\gamma = 2...4$). Таким образом, если известно K_{T_1} при температуре T_1 , то при температуре T : $K_T = K_{T_1} \gamma^{(T-T_1)/10}$. Ориентировочно для масел $\gamma = 2,5...3$.

Время старения и температура. Время, в течение которого накапливается определенное количество у продуктов распада, зависит от температу-

ры T и энергии активации процесса U (рис. 3.3,а). Объединив уравнения (3.1.5) и (3.1.7), получим уравнение связи между t , T и U :

$$\lg t = \frac{1}{n} \lg 2,3 \lg(y/y_0) - \lg A + \frac{U}{2,3RT}, \quad (3.1.8)$$

где t – в с; $R = 8,313$ Дж/(моль·°С); U – в Дж/моль. При постоянных значениях U , A и y/y_0 уравнение (3.1.8) выражает линейную зависимость логарифма времени от обратной температуры ($\lg t - 1/T$) – рис. 3.3, б. Этот график можно использовать для ориентировочного прогнозирования времени старения при различных температурах.

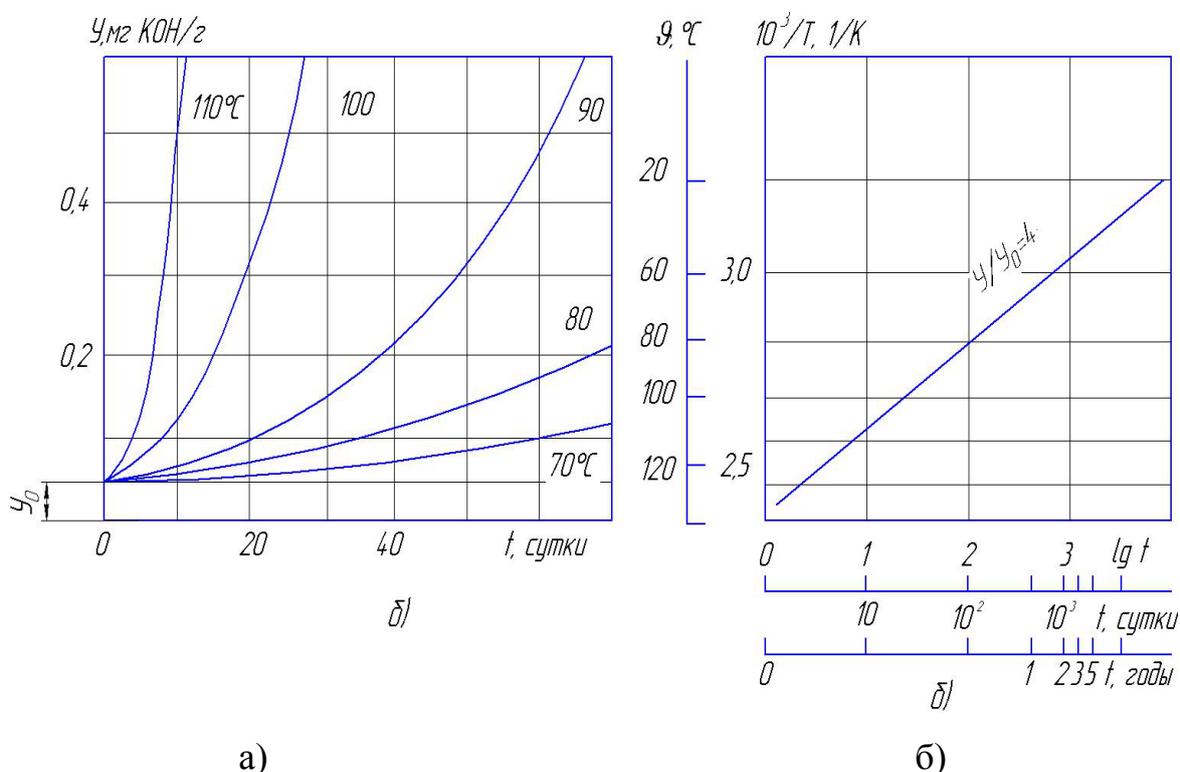


Рис. 3.3. Зависимость количества продуктов разложения масла $y = K_{OH}$ от времени t и температуры: а – $y = F(t)$ при $T = const$, б – $\lg t - 1/T$ при $y/y_0 = const$

Для исключения из уравнения (3.1.8) неизвестных параметров U и A необходимы результаты экспериментального определения заданного y для нескольких образцов, подвергнутых искусственному термостарению при повышенных температурах. Можно использовать два метода эксперимента. По одному из них (рис. 3.3, а) три образца подвергают термостарению при тем-

пературах $T_1 < T_2 < T_3$ и по кинетическим кривым $(y-t)_T$ находят значения t_1, t_2, t_3 , соответствующие достижению заданного количества y_0 продуктов распада (обычно оценивают кислотное число $K_{OH} = y$). Значения t_1 и T_1 , t_2 и T_2 подставляют в уравнение (3.1.7), по разности $\lg t_1 - \lg t_2$ определяют энергию активации U для интервала $T_2 - T_1$:

$$U = 2,3R \frac{T_1 T_2}{T_2 - T_1} \lg t_1 / t_2. \quad (3.1.9)$$

Обычно энергия активации масел $U = 60 \dots 110$ кДж/моль. Далее из разности $\lg t_x - \lg t_1$ определяют искомое время t_x достижения величины y_x при температуре T_x (рис. 3.4, а):

$$\lg \frac{t_x}{t_1} = \frac{T_2}{T_x} \frac{T_1 - T_x}{T_2 - T_1} \lg \frac{t_1}{t_2}. \quad (3.1.10)$$

Для контроля расчет повторяют с использованием экспериментальных результатов при температуре T_3 . В этом случае в уравнение (3.1.10) вместо t_2 и T_2 подставляют t_3 и

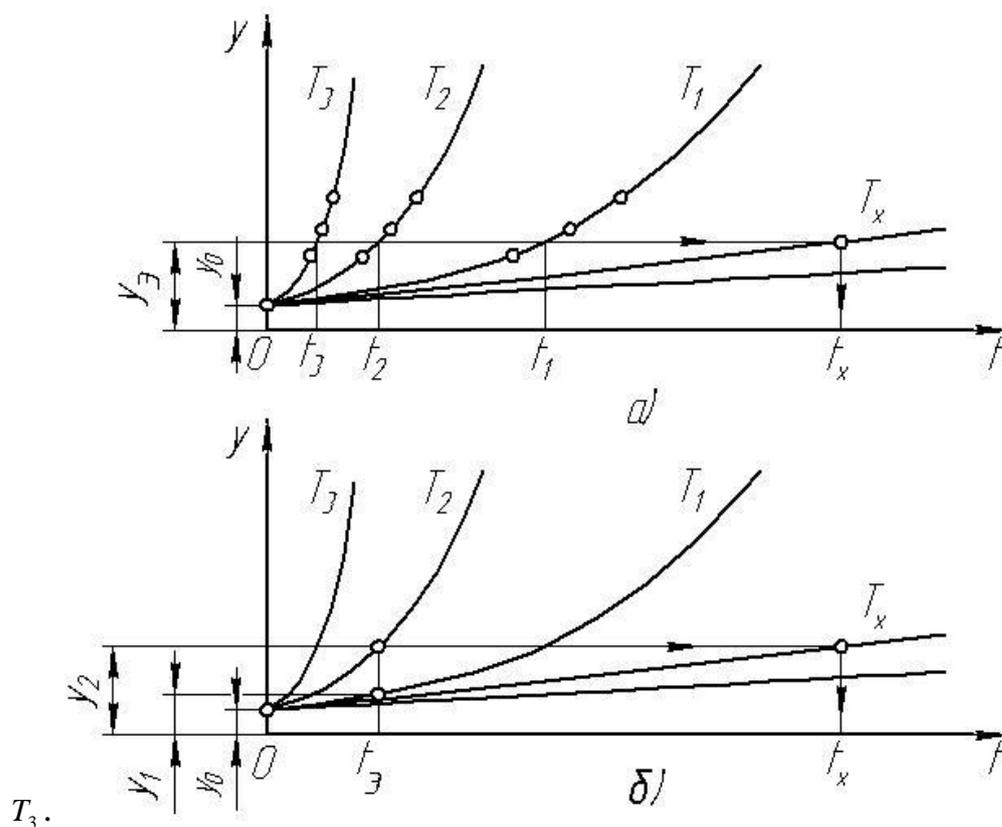


Рис. 3.4. Графики к определению времени накопления продуктов разложения по кинетическим кривым окисления масла

Изложенный метод требует трудоемких экспериментов для построения кинетических кривых $(y-t)$ при $T = const$. По другому методу проводят ускоренное термостарение двух образцов масла в течение заданного времени эксперимента t_3 при температуре T_1 (1-й образец) и T_2 (2-й образец), фиксируя кислотные числа y_1 и y_2 в конце испытания. На графиках (рис. 3.4, б) показаны необходимые для расчета две экспериментальные точки и искомая точка на кривой $(y-t)_{1x}$. Из уравнения (3.1.8) при постоянных U, A и $n = 1$: при $t = t_3$ определяют U . Результирующее уравнение имеет вид

$$\lg \frac{t_x}{t_3} = \frac{T_2 - T_x}{T_2 - T_1} \frac{T_1}{T_x} \lg \frac{y_2 / y_0}{y_1 / y_0}; \quad (3.1.11)$$

отсюда находят искомое время старения t_x при температуре T_x .

Сравнивая оба метода, можно отметить, что по второму методу не требуется построение кинетической кривой по экспериментальным точкам, достаточно ограничиться анализом кислотных чисел $K_{OH1} = y_1$ и $K_{OH2} = y_2$ при температурах соответственно T_1 и T_2 . Для повышения достоверности прогноза рекомендуется повторить эксперимент и расчет при температурах $T_3 > T_2$ и T_2 (рис. 3.4, б), определив y'_3 и y'_2 при $t'_3 < t_3$.

Оценка процесса окисления по количеству поглощенного кислорода. В ряде методов ускоренного термостарения углеводородов непосредственно определяют количество поглощенного кислорода. На рис. 3.5 приведена зависимость времени поглощения кислорода ($y = 5$ мг/г) от температуры. В координатах $\lg t - 1/T$ эта зависимость выражается прямой, что подтверждает справедливость уравнения (3.1.8) [1].

В масла типа МГЕ-10А, МГЕ-4А, АУП, ВМГЗ, ГМ-50И вводятся антикоррозионные и противоизносные присадки класса органических кислот (жирных, алкенилянтарных и др.). Кислотное число таких масел в исходном состоянии $K_{OH} = 0,3...0,7$ мг КОН/г значительно превосходит кислотное число базового масла, что вовсе не свидетельствует о низком качестве масла. При старении такого масла в изделии одновременно происходят два процесса:

накопление кислых продуктов за счет окисления базового масла и расходование кислых присадок на формирование граничных пленок и участие в химических реакциях.

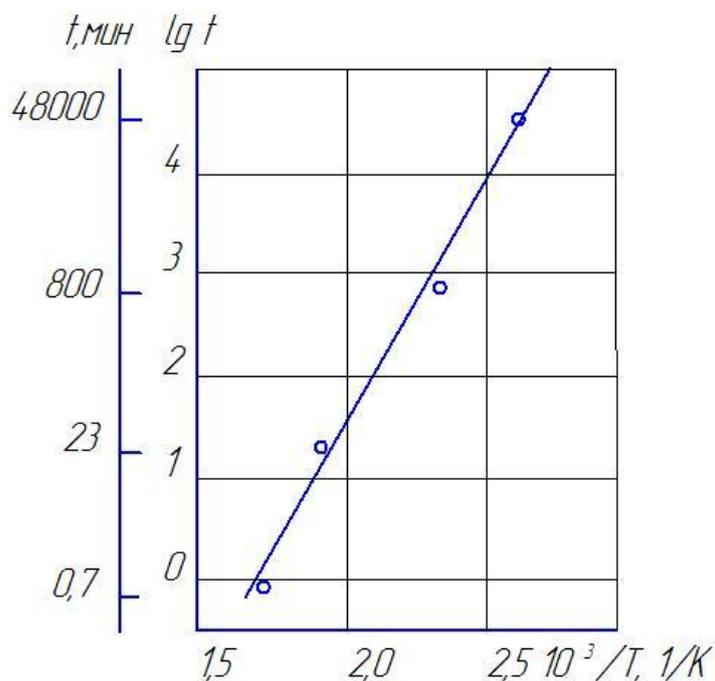


Рис. 3.5. Зависимость времени окисления масла от температуры по методу определения количества поглощенного кислорода

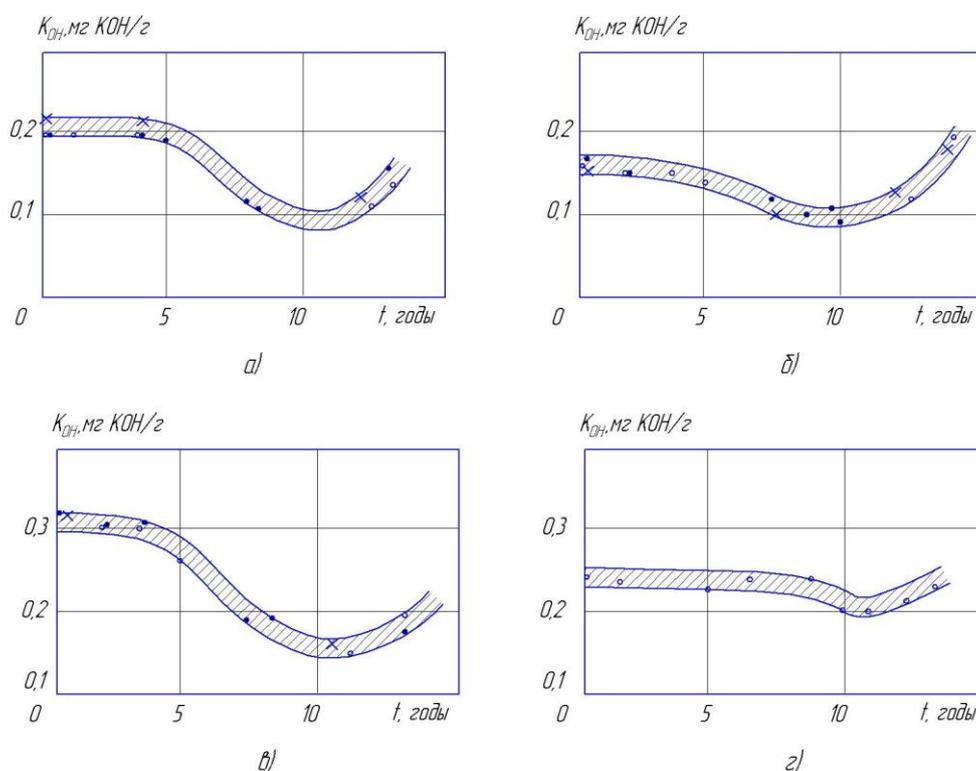


Рис. 3.6. Зависимость кислотного числа от продолжительности хранения масел: а – АГМ; б – ГМ-50И; в – АУП; г – МГЕ-10

На рис. 3.6 приведены кривые окисления четырех сортов масла в изолированных от окружающей среды гидробаках. Условия испытаний (температура от +5 до +40 °С при средней температуре 30 °С) можно считать предельно умеренными при длительном хранении герметизированных гидросистем и хранении масел в запаянных бидонах. Все рассматриваемые масла имеют антикоррозионную присадку МНИ-5, поэтому исходное кислотное число масла $K_{OH} = y_0 = 0,15 + 0,3$ мг КОН/г. Масло АГМ ингибировано дифениламином, остальные масла – ионолом.

Во всех рассмотренных примерах кривые кислотного числа имеют минимум, а в начальной стадии почти параллельны оси абсцисс.

Кривые старения масла при типичных условиях эксплуатации гидроприводов приведены на рис. 3.7 (динамические условия старения). На рис. 3.7, а показано изменение кислотного числа масел МГЕ-10А (кривая 2) и МГЕ-10 (кривая 1) с присадкой МНИ-5 при работе дроссельного следящего гидропривода по принципиальной схеме рис. 2.4,б. Режим работы гидропривода: давление 10 – 13 МПа с кратковременными перегрузками до 50 МПа; температура 60 – 80 °С с кратковременными перегревами до 100 °С. Кривые старения масла имеют минимум перед началом подъема. На рис. 3.7, б показано изменение кислотного числа четырех сортов масла при работе гидропривода объемного типа по принципиальной схеме рис. 2.1, а. Режим работы во всех случаях отличался переменными давлением, скоростью движения и температурой со средними показателями: давление 12 МПа, температура 60 – 70 °С. При испытании, показанном кривой 4, давление достигало 26 МПа. Для масел старых разработок с относительно малой разницей между кислотным числом базового масла ($y_B = 0,07$ мг КОН/г) и кислотным числом в исходном состоянии ($y_0 = 0,25$ мг КОН/г), ингибированных присадкой МНИ-5, характерны монотонно возрастающие кривые: кривые 1, 2 и 3 для масел соответственно АУП, ГМ-50И и МГЕ-10. Кривые 4,5 для масла МГЕ-10А ($y_B = 0,05$, $y_0 = 0,5$ мг КОН/г) относятся к типу кривых с минимумом, у которых вначале уменьшается кислотное число.

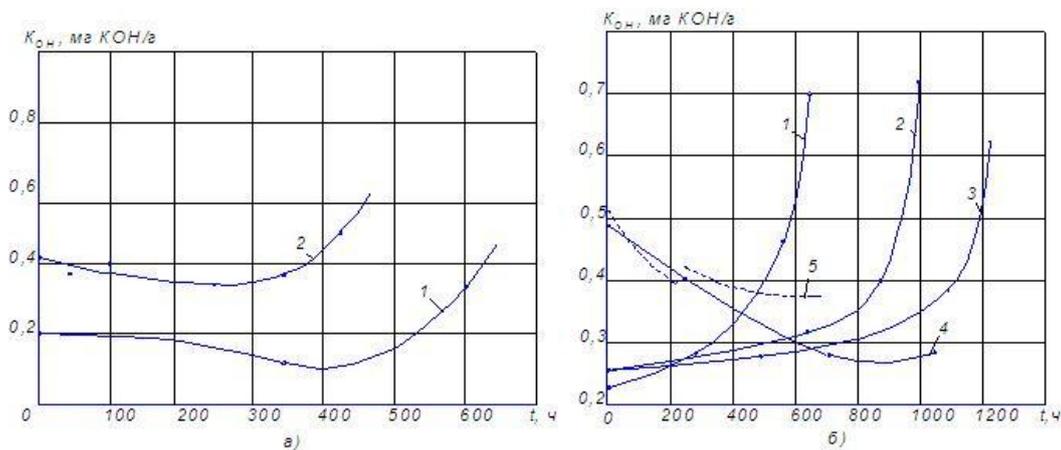


Рис. 3.7. Зависимость кислотного числа K_{OH} масла от продолжительности работы гидропривода дроссельного следящего (а) и объемного (б) типов

Несмотря на сложность оценки процесса старения масла с большим исходным кислотным числом, зависимость $K_{OH} - t$ используют при контроле масла в процессе эксплуатации вследствие доступности метода проведения анализов. Критерием, свидетельствующим о значительном окислении базового масла, является переход от области минимума кривой $K_{OH} - t$ к ее круто возрастающей ветви. Обычно к этому моменту базовое масло окислено в 5 – 10 раз по сравнению с исходным. Дальнейшее увеличение кислотного числа происходит почти исключительно за счет быстрого окисления базового масла, поэтому необходимо своевременно подготовиться к замене масла в гидросистемах.

Наблюдение за ходом кривых окисления $y - t$ при эксплуатации масла можно организовать лишь в редких случаях, например, выделением изделий для специальной опытной эксплуатации, требующей существенных затрат на проведение обследований. В связи с этим важно прогнозировать различные условия эксплуатации на основании зависимостей $(y - t)_T$, проверенных в эксплуатации или полученных при ускоренных испытаниях. Задача состоит в установлении метода расчета кривой $(y - t)_{T_x}$ при температуре T_x , если известна кривая $(y - t)_{T_0}$, полученная при аналогичных условиях и температуре ускоренных испытаний T_0 .

Процесс старения $(y-t)_T$ выражается уравнением

$$y = y_B + y_{II} = y_{II}e^{Kt} + F(t, T), \quad (3.1.12)$$

где y_B – кислотное число базового масла, определяемое в соответствии с уравнением (3.1.5) по выражению $y_B = y_1e^{Kt}$ (y_1 – кислотное число масла в исходном состоянии; K – константа скорости окисления); y_{II} – кислотное число присадок, описываемое убывающей функцией $F(t, T)$. Температурная зависимость функции расходования присадок, имеющая удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными, может быть найдена по уравнению

$$y_{II} = \frac{2y_2}{e^{mKt} + e^{-mKt}} = F(t, T), \quad (3.1.13)$$

где y_2 – исходная величина кислотного числа присадок; m – коэффициент; mK – константа скорости расходования присадок.

Таким образом, константа процесса расходования присадок $K_{II} = mK$ выражается через константу K основного процесса старения. Подставив y_{II} в уравнение (3.1.12), окончательно получим

$$y = y_1e^{Kt} + \frac{2y_2}{e^{mKt} + e^{-mKt}}. \quad (3.1.14)$$

Экспериментально установлено, что для масел типа АУП, ГМ-50И, МГЕ-10 $m = 0,75 \dots 1,00$; для масел типа МГЕ-10А $m = 1,25 \dots 1,5$. Ориентировочно можно принимать для масел типа МГЕ-10А соотношение констант $K_{II} = (1,2 \dots 1,5)K_B$. Константа mK увеличивается пропорционально отношению $F^* = F/V$, где F – площадь поверхности омываемых маслом деталей, V – объем масла в системе.

Уравнение (3.1.14), частным случаем которого является уравнение (3.1.5), является основным для прогнозирования срока эксплуатации масла с кислотосодержащими присадками в гидросистеме при температуре T_x , если известны его параметры при температуре T и зависимость $y = F(T)$.

К факторам, стимулирующим процесс старения масла, относятся:

– каталитическое влияние контактирующих материалов;

- микробиологические факторы;
- радиация;
- фотохимические процессы.

Каталитическое влияние контактирующих материалов. В маслах наибольшей каталитической активностью обладают металлы переменной валентности Cu, Pb, Co и их соли (в меньшей мере Fe, Mn, Cr, Ni). Ускоряющее действие таких катализаторов связано с их способностью вступать в реакции с углеводородами масла и продуктами их окисления. При этом металл меняет валентность, и образуются свободные радикалы. Каждая молекула катализатора может многократно участвовать в иницировании цепей, ускоряя процесс окисления и расходования антиокислительных присадок. В отличие от водных растворов катализ осуществляется не ионами, а молекулами солей металлов переменной валентности.

В работе [1] приведены данные, из которых следует, что наиболее активно ускоряют процесс окисления медь ($y/y_0 = 320$) и резина на основе СКН ($y/y_0 = 260$). Сталь, цинк, хром оказывают слабое каталитическое воздействие ($y/y_0 \approx 2$), алюминий и олово, всегда покрытые защитной пленкой, практически не ускоряют окисление. Целлюлозные материалы, бумага, картон, ткани проявляют себя как слабые катализаторы процесса. На скорость протекания реакций окисления существенно влияют различные ионы, образующиеся в присутствии воды при коррозионных процессах.

Сильное ускорение процесса окисления в присутствии резины можно объяснить двумя причинами. Во-первых, в резинах в составе их загрязнений присутствуют соли металлов переменной валентности, которые могут диффундировать в масло. Во-вторых, при интенсивном и длительном нагреве в резине происходят окислительные процессы, аналогичные протекающим в масле, с образованием радикалов перекисей и гидроперекисей, которые проникают в масло и ускоряют процесс окисления. Сильное каталитическое действие производят указанные материалы в мелкодисперсном состоянии в составе загрязнений, так как общая поверхность частиц загрязнений очень ве-

лика, и они взвешены в объеме масла. Кроме того, вместе с загрязнениями, поступающими из внешней среды, в гидросистему проникают микроорганизмы.

Микробиологические факторы. До настоящего времени этой проблеме в гидросистемах не придавали существенного значения главным образом из-за частых смен и дозаправок масла при эксплуатации. Необходимость увеличения сроков смены масла, а в ряде случаев вообще отказа от смены, требует анализа возможности повреждений гидросистемы из-за развития микроорганизмов (бактерий и грибов) в рабочей жидкости. Микроорганизмы всегда присутствуют в воздухе и могут попадать в негерметизированные гидросистемы. Существует множество бактерий и грибов (около 200 000 видов), способных существовать в среде нефтепродуктов. Все биологические системы, в том числе микроорганизмы, получают энергию за счет окислительных процессов, поэтому развитие микроорганизмов в маслах в условиях хранения, транспортирования, а иногда и эксплуатации гидросистем вызывает протекание интенсивных окислительных процессов при умеренных температурах ($18 - 40^{\circ}\text{C}$; оптимально $28 - 32^{\circ}\text{C}$). Эти процессы дополняют химическое окисление масла, которое интенсивно протекает при высоких температурах.

В результате микробиологических процессов в маслах и топливах образуются осадки и смолы, появляются забивающие фильтры микробная слизь и биомасса, меняются стандартные показатели качества.

Механизм микробиологического окисления индивидуальных углеводов и групп углеводов нефтепродуктов в достаточной степени выяснен. Микроорганизмы обладают определенной избирательной способностью к окислению углеводов. Наиболее быстро и эффективно они развиваются на твердых *n*-парафинах; несколько медленнее – на жидких углеводородах, еще медленнее – на парафинонафтеновых фракциях нефтей, масел, топлив. Наименее уязвимы соединения ароматического ряда, поэтому масла с большим содержанием ароматических продуктов менее поражаются микро-

организмами. Нефти месторождений восточных районов Российской Федерации, содержащие сернистые соединения, наиболее подвержены анаэробному биоразложению. При этом происходит не только ухудшение качества нефтепродукта, но и коррозия контактирующих материалов. Внешними факторами, благоприятствующими микробиологическому окислению, является наличие воды с растворенными в ней микродозами минеральных солей. Обычно такие дозы присутствуют в воде в природных условиях. Требуют изучения условия (давление и температура), при которых микроорганизмы не могут развиваться. Очевидно, это характерно для работающих гидросистем.

Радиация. Воздействие потоков излучения как квантового (γ – излучение), так и корпускулярного типа (α – частицы, протоны, нейтроны и т.д.) в основном имеет энергетический характер; поэтому стойкость к радиации тесно связана со стойкостью к окислению и разложению. Установлено, что интенсивность изменения свойств масел зависит от их природы и количества поглощенной энергии, а не от вида ионизирующего излучения. В основе происходящих явлений лежат процессы передачи энергии частиц или квантов излучения взаимодействующим с ними молекулам. Эти первичные акты вызывают образование множества свободных радикалов аналогично стадии инициирования при химическом окислении, однако процесс происходит значительно интенсивнее и сопровождается резким ускорением цепных реакций окисления. Соответственно значительно сокращается срок действия антиокислительных присадок. В результате радиационных воздействий в масле происходят некоторое увеличение молекулярной массы основы (базового масла), ее вязкости, кислотного числа, деструкция вязкостной присадки, выделение газов (радиолиз). Степень изменений зависит от количества поглощенной энергии. Энергию, поглощенную единицей массы вещества, называют поглощенной дозой излучения; единицы ее измерения – грей (1 Гр = 1 Дж/кг).

На рис. 3.8, *a* показано изменение показателей качества масел от дозы облучения. На рис. 3.9 показано изменение показателей качества загущенного всепогодного масла под воздействием γ – излучений. Общий характер из-

менения относительной вязкости ν/ν_0 загущенного масла соответствует кривой 1, базового масла – кривой 2. На первом этапе облучения вязкость загущенного масла снижается вследствие интенсивной деструкции вязкостной присадки (рис.3.9, б). Вязкость масла уменьшается пропорционально уменьшению молекулярной массы M присадки (рис. 3.9, в). Чем больше молекулярная масса M , тем больше деструкция присадки: у присадки с $M_1 = 17\ 000$ после дозы облучения 10^8 рад уменьшение молекулярной массы составило 44%, а у присадки с $M_2 = 4000$ – 30%. Рост вязкости базового масла ν_B при дозе облучения до 10^8 рад незначителен (рис. 3.9, в), но при дальнейшем облучении масла становится очень интенсивным и превалирует над влиянием деструкции загущающей присадки. В связи с этим после дозы облучения примерно $5 \cdot 10^8$ рад вязкость масла начинает стремительно возрастать (кривая 1 на рис. 3.9, а).

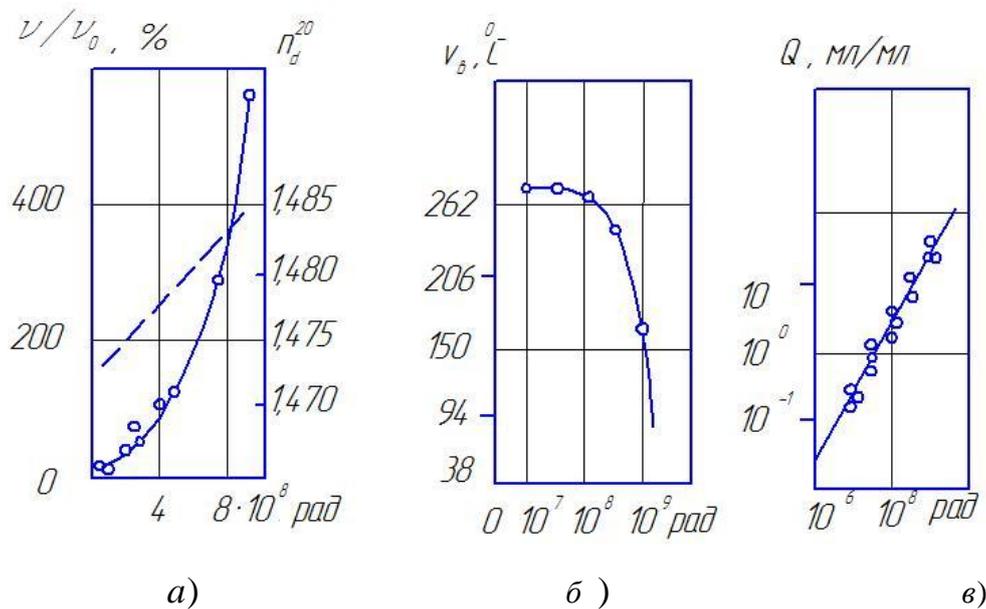


Рис. 3.8. Графики, отражающие влияние дозы γ -радиационного облучения на показатели качества масла (по зарубежным данным):
 а – относительную вязкость дистиллята веретенного масла (сплошная линия) и его показатель преломления n_d^{20} ; б – температуру вспышки t_g нефтяного масла; в – количество Q выделенного газа нефтяного и синтетического масел (радиолиз)

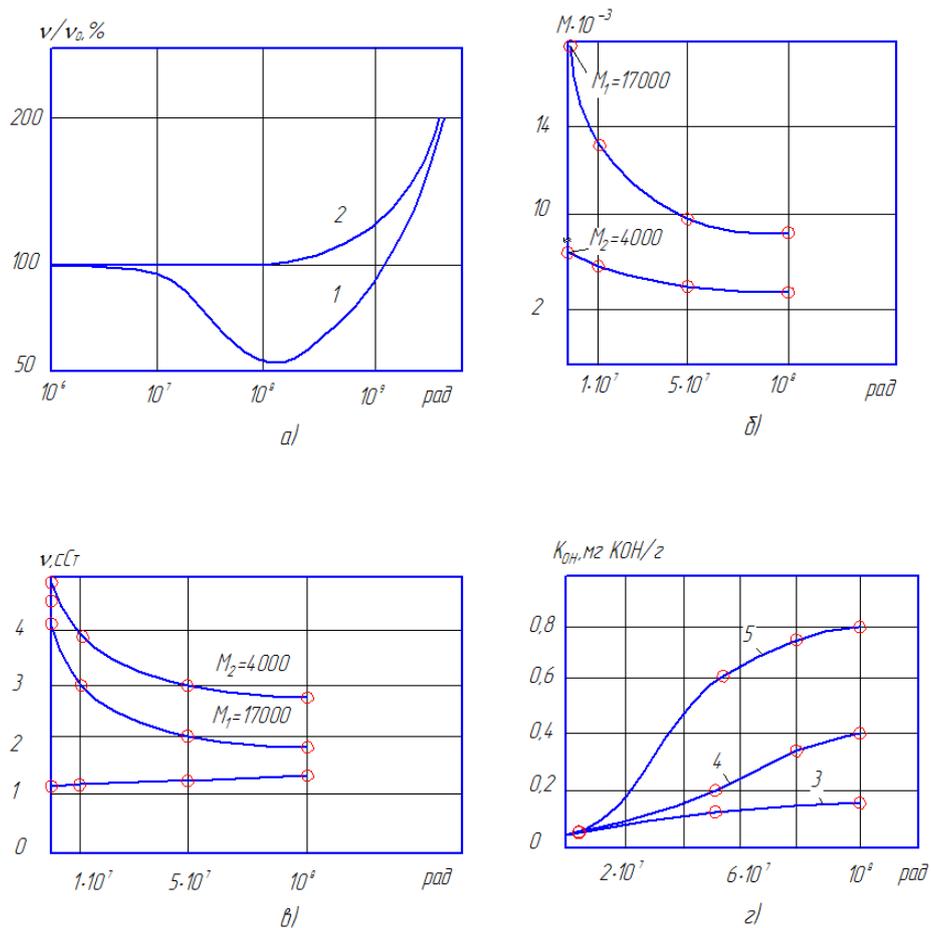


Рис. 3.9. Графики, отражающие влияние дозы радиационного облучения на показатели загущенного масла: *а* – относительную вязкость; *б* – молекулярную массу вязкостной присадки; *в* – кинематическую вязкость; *г* – кислотное число

Деструкция вязкостной присадки проявляется также в более интенсивном росте кислотного числа масла (см. рис. 3.9, *г*). Для базового масла K_{OH} увеличивается по кривой 3, для масла, загущенного присадкой с $M_2 = 4000$ – по кривой 4, для масла с присадкой ($M_1 = 17000$) – по кривой 5 (почти на порядок больший рост K_{OH}). Выделение газообразных продуктов (радиолиз) пропорционально дозе облучения и составляет для легких масел порядка 0,15 мл газа на 1 мл масла при дозе облучения 10^6 рад. Для тяжелых масел (рис. 3.9, *в*) эта величина газовыделения соответствует дозе облучения 10^7 рад. Вследствие газовыделения при радиационном облучении в герметизированных емкостях с маслом может повышаться давление, что опасно для прочности корпуса гидроагрегата.

Модуль объемного сжатия подвергнутого облучению масла увеличивается с возрастанием дозы облучения, однако до дозы 10^8 рад это увеличение несущественно.

Из экспериментальных данных, приведенных в [1], следует, что качество масла на нефтяной основе при радиационном облучении незначительно изменяется с ростом дозы облучения до 10^6 рад. Признаки разложения масла начинают проявляться после доз облучения свыше 10^7 рад, а после 10^8 рад разрушение идет исключительно интенсивно. Заметим, что уровни облучения 10^6 и 10^7 рад соответствуют удельной механической энергии \bar{E} потока жидкости соответственно 100 и 1000 кДж/см³. Поведение масла при радиационном облучении в некоторой степени предсказывает поведение масла при очень больших дозах механического воздействия.

Фотохимические процессы. При действии на масло света и особенно ультрафиолетового излучения происходит фотохимическая деструкция, степень которой зависит от длины волны и интенсивности облучения. В результате действия света масло окисляется, что проявляется в его потемнении, повышении кислотного числа, иногда в появлении осадка. Доза поглощенной световой энергии – лучистой экспозиции (Дж/м²) для масел в гидросистемах обычно незначительна, поэтому фотохимические изменения не играют заметной роли в балансе энергетических воздействий на масло.

3.2. Старение масла в динамических условиях

В гидropередаче масло подвергается интенсивным механическим воздействиям при дросселировании, перемешивании, движении по каналам и полостям, сжатию и разрежению, действию акустических и ультразвуковых колебаний. При этом параллельно действуют факторы, рассмотренные в статических условиях, в первую очередь, тепловая энергия. Особенно интенсивны взаимные перемещения частиц жидкости при турбулентном режиме ее течения. Возникающие при движении частиц внутренние напряжения активируют такие процессы, как термоокислительный распад молекул углеводо-

родов, что проявляется в ускорении процесса старения масла. Процессы, в которых механические напряжения вызывают или ускоряют развитие химических процессов, называют *механохимическими*, а химические процессы в парах трения – *трибохимическими*. В динамических режимах в рабочей жидкости происходят следующие изменения:

– усиливаются явления инициирования свободных радикалов в результате деструкции молекул углеводородов, что интенсифицирует термоокислительный процесс;

– увеличивается концентрация кислорода вследствие захвата воздуха при перемешивании жидкости, пенообразовании, подсоса воздуха в местах разрежения; повышается концентрация катализаторов окисления вследствие выделения продуктов изнашивания в работающем гидроприводе;

– происходит деструкция молекул вязкостной присадки, приводящая к уменьшению вязкости жидкости, это, в свою очередь, интенсифицирует изнашивание пар трения.

Для описания этих явлений необходимо рассмотреть принципы молекулярно-кинетической теории, на основании которых удалось описать временную зависимость прочности твердых тел. Долговечность материала t_p связана с температурой T и напряжением σ уравнением С. Н. Журкова:

$$t_p = t_0 \exp\left(\frac{U_0 - \omega'\sigma}{kT}\right), \quad (3.2.1)$$

где t_0 – долговечность при $U_0 = \omega'\sigma$;

U_0 – энергия активации элементарного акта разрушения при отсутствии внешнего напряжения (по значению U_0 близка к энергии химических связей атомов полимерной цепи); ω' – имеет смысл элементарного объема разрушения; $\omega'\sigma$ – часть работы, которую совершают внешние силы при разрушении твердого тела (остальная часть работы по разрыву химических связей совершается за счет энергии флуктуаций теплового движения атомов).

Физический смысл прочностных параметров U_0, ω', t_0 выявляют графики, построенные в шкалах $\lg t_p - 1/T$ и $U - \omega'$ после логарифмирования уравнения (3.2.1). Зависимость логарифма долговечности $\lg t_p$ от обратной температуры $1/T$ выражается серией прямых, исходящих из одного полюса, угловой коэффициент которых зависит от указанных прочностных параметров. В уравнения типа (3.2.1) обычно входит энергия активации U , отнесенная к молю вещества. В этом случае, при $kN_0 = R$ Дж/(моль \cdot °C), где N_0 – число Авогадро, уравнение (3.2.1) имеет вид:

$$t_p = t_0 \exp\left(\frac{U - \omega\sigma}{RT}\right), \quad (3.2.2)$$

где член $\omega\sigma$ также относится к молю вещества ($H \cdot м / моль$) и по существу идентичен удельной механической энергии \bar{E} . Таким образом, выявляется вполне определенная зависимость прочности от механической энергии, воздействующей на единицу объема или массы вещества. Этот вывод подтверждают также результаты исследований прочности при многократном нагружении (например, резин при многократных ударах или проколах), выявляющие, что число циклов до разрушения является функцией затраченной механической энергии.

Исследования, проведенные в области полимеров, имеют непосредственное отношение к рабочим жидкостям, так как высокоэластическое состояние полимеров является промежуточным физическим состоянием между жидким (текучим) и стеклообразным. В комплексе механических свойств полимеров имеются многие элементы свойств жидкого тела. В частности, развитие высокоэластической деформации рассматривают как течение сегментов звеньев макромолекулы под влиянием внешних сил, а тепловое движение звеньев во многом аналогично движению комплексов молекул жидких углеводородов. Кроме того, идентичен характер химических связей углеводородов жидкостей и, например, эластомеров. Изложенные соображения позволяют подойти к анализу явлений разрушения рабочих жидкостей с позиций молекулярно-кинетической теории разрушения твердых тел.

Под разрушением рабочей жидкости при воздействии на нее различных форм механической энергии понимают, во-первых, явление деструкции молекул углеводородов базового масла и присадок; во-вторых, явление деструкции полимерных вязкостных присадок. Второе явление поддается более очевидному объяснению.

В условиях эксплуатации и испытаний возможны весьма разнообразные формы механических воздействий (давление, скорость потока, колебания). Для сравнения результатов различных испытаний их следует выражать в функции одного критерия. Таким критерием в соответствии с уравнением Бернулли является давление, равное механической энергии \bar{E} , отнесенной к единице объема (Дж/см³). Численно близка к ней механическая энергия \bar{E} , отнесенная к единице массы, так как плотность масел $\rho = 0,85...0,92 \text{ г/см}^3$.

Методы расчета удельной энергии \bar{E} , воздействующей в гидроприводе на рабочую жидкость, рассмотрены в гл. 2. Наиболее просто \bar{E} определяют для случая дросселирования потока жидкости, подводимого к дросселю под давлением p , когда удельная энергия давления p сначала превращается в удельную кинетическую энергию дросселируемого потока $\rho v^2 / 2$, а затем в теплоту.

Механизм процессов в жидкости и происходящих в ней при этом изменений объясняется большими приращениями количества движения частиц при дросселировании. Скорость жидкости v в дроссельных элементах [см. уравнение (2.2.6)] достигает десятков и сотен метров в секунду, поэтому поток имеет турбулентный режим течения, для которого характерны перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Местные пульсации скоростей v_x и v_y обуславливают появление значительных местных касательных напряжений $\tau = \rho v_x v_y$, которые и являются основной причиной деструкции молекул вязкостной присадки масла. Перемещения частиц жидкости в поперечном направлении можно рассматривать в некоторой степени, как аналогию понятия длины свободного пробега частиц в молекулярно-

кинетической теории. При этом интенсивные макродвижения частиц в потоке накладываются на тепловые микродвижения, увеличивая активность молекул, т.е. снижая общую энергию активации процесса инициирования свободных радикалов. Следует также учитывать повышение температуры в струе дросселируемой жидкости на $\Delta t_x \approx 0,6^{\circ}C/MPa$ (см. уравнение 2.2.7).

Принципиальная схема дроссельной установки для испытания масла приведена на рис. 3.10, а. Насос 1 подает в трубопровод 2 и дроссель 3 масло в количестве Q под давлением p . В гидросистеме, включающей резервуар 4, находится объем V см³ масла, которое за t часов испытаний m тысяч раз проходит через дроссель. Это число называют кратностью циркуляции:

$$m = 3600 Qt/V . \quad (3.2.3)$$

В установке при испытании поддерживают постоянную температуру масла. Удельную механическую энергию \bar{E} , действующую на масло при дросселировании, определяют по формуле (2.4.1).

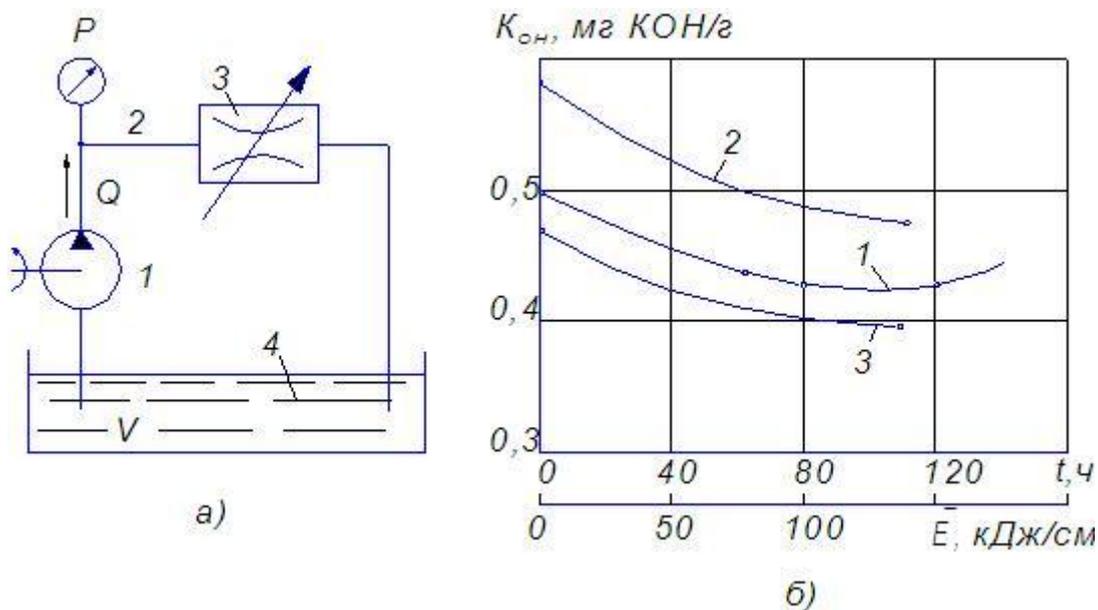


Рис. 3.10. Принципиальная схема дроссельной установки для испытания масел (а) и кривые изменения кислотного числа масла МГЕ-10А при испытаниях на этой установке (б): 1 – при $p=7$ МПа и $t = 90^{\circ}C$; 2 – при $p = 10$ и $t = 100^{\circ}C$; 3 – при $p=7$ МПа и $t = 90^{\circ}C$

В процессе испытаний периодически отбирают пробы масла, которые анализируют на показатели качества. Результаты испытаний при различных давлениях и температурах сравнивают между собой и с результатами испытаний в гидроприводах с помощью кривых $(K_{OH} - \bar{E})_g$ и $(\nu - \bar{E})_g$.

За исключением случаев, когда результаты испытаний искажались вследствие долива масла, можно констатировать идентичность поведения масел при эксплуатации в различных гидроприводах и возможность описания их состояния по величине кислотного числа уравнениями типа (3.1.5), (3.1.6), (3.1.14), уточненными с учетом динамических воздействий на рабочую жидкость. Поскольку наиболее полно динамические воздействия на жидкость оценивает критерий удельной механической энергии \bar{E} , целесообразно ввести его в виде независимой переменной в уравнения, описывающие процесс старения жидкости в динамических условиях. Сравнивая масштабы времени кривых $K_{OH} - t$ или $y - t$ в статических условиях (индекс c) и динамических условиях (индекс d), прежде всего отметим различие энергии активации U_c и U_d в уравнении (3.1.7). Развивая идеи, отраженные в уравнении (3.2.1), запишем для динамических условий эксплуатации масла уравнение (3.1.7) для константы скорости старения ($1/c$) в форме

$$K = A \exp\left(-\frac{U - \alpha \bar{E}}{RT}\right), \quad (3.2.4)$$

где A – постоянная, учитывающая индивидуальные особенности масла;

$U = U_c$ – энергия активации в условиях ускоренных статических испытаний, Дж/моль; α – коэффициент, $см^3 / моль$ ($\alpha = \alpha' 22400 / M$, где M – молекулярная масса масла, α' – коэффициент, учитывающий режим работы и концентрацию воздуха в масле); \bar{E} – удельная механическая энергия, Дж/см³; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К) [$R = 8,31$ Дж/(моль · К)]; T – температура, К.

В уравнении (3.2.4), помимо величины \bar{E} , большую роль играет эмпирический коэффициент α' , учитывающий степень интенсивности работы

гидропривода, увеличение концентрации и фазового состояния воздуха в масле при работе гидропривода. Коэффициент α' можно рассматривать как произведение нескольких коэффициентов, учитывающих интенсивность режима давлений (α_p), концентрацию и состояние воздуха (α_a), концентрацию и состав загрязнений (α_z) и другие особенности эксплуатации масла в гидроприводе:

$$\alpha = \frac{22400}{M} \alpha_p \alpha_a \alpha_z \dots \quad (3.2.5)$$

При расчете удельной энергии \bar{E} можно учесть лишь некоторое среднее эффективное давление p в гидроприводе. Между тем всевозможные перегрузки $p_m > p$ и пульсации давления сопровождаются возникновением временных пульсаций скоростей дросселирования масла ($p_m \equiv v^2$), местных нагревов масла ($g \equiv p$). В работающем гидроприводе изменяется состояние газовой фазы масла. Часто в местах дросселирования масла возникают области пониженного давления, в которые через неплотности в уплотнениях подсасывается воздух, увеличивая концентрацию газовой фазы. В областях повышенного давления газовые пузырьки растворяются в масле, образуя зоны пересыщенного раствора воздуха. При возникновении явлений кавитации масло подвергается воздействию очень высоких местных давлений и температур, ускоряющих процесс старения масла в этих зонах. Очень вредно пенообразование в полостях слива масла гидропривода и местах его интенсивного перемешивания, так как в пленке пузырьков пены масло интенсивно окисляется.

Для оценки времени старения масла по показателю кислотного числа можно использовать методику ускоренного термостарения при температурах T_1, T_2 и пересчета на эксплуатационную температуру T_x . По уравнениям (3.1.14) и (3.2.4) оценку времени изменения показателей качества можно выполнить по номограмме на рис. 3.11.

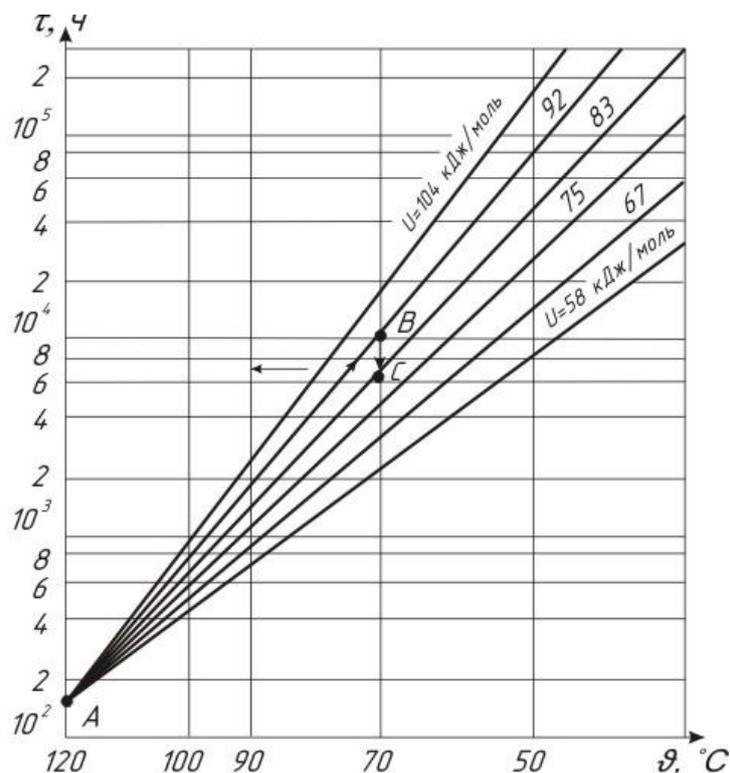


Рис. 3.11. Номограмма для определения времени старения масла в динамическом режиме

Образец масла подвергают термостарению при повышенной температуре, например, 120°C , при которой определяют время заданного изменения показателя качества (например, рост кислотного числа с 0,05 до 0,2 мг КОН/г). Таким образом определяют точку A номограммы и энергию активации процесса (например, $U_c = 92$ кДж/моль). Далее по лучу AB оценивают время старения в статических условиях в зависимости от температуры (точка B соответствует 70°C), по величине механических воздействий $\alpha\bar{E}$ находят луч с энергией активации $U - \alpha\bar{E}$ (точка C соответствует $\alpha\bar{E} = 9$ кДж/моль) и предположительное время эксплуатации масла.

Изменение вязкости в динамических условиях. Вязкость незагущенных масел мало меняется в процессе эксплуатации. Обычно она несколько увеличивается за счет полимеризации молекул углеводородов, а также испарения легких компонентов, что вызывает увеличение молекулярной массы основы. При этом несколько повышается также температура вспышки масла. Можно полагать, что при очень больших воздействиях механической энергии

будет происходить значительный рост вязкости, аналогичный росту ее при больших дозах облучения.

Экспериментально доказано, что при эксплуатации загущенных масел в работающих гидроприводах в начальный период вязкость интенсивно уменьшается. Постепенно от начальной величины она приближается к некоторой стабилизированной величине, которая в дальнейшем изменяется мало. Следует отметить, что из-за большого различия в условиях эксплуатации время снижения вязкости до стабилизированного значения существенно различается. В связи с этим, для объективного сравнения стойкости загущенного масла по отношению к механическим воздействиям, необходимы специальные испытания на установке, обеспечивающей идентичность условий, и выбор критерия, наиболее полно оценивающего воздействие на масло. Таким критерием является накопленная удельная механическая энергия \bar{E} . Проще всего ее можно определить для дроссельного гидропривода. Для получения сравнимых данных удобнее использовать относительные величины вязкости $\bar{\nu} = \nu / \nu_0$ и $\Delta\bar{\nu} = (\nu_0 - \nu) / \nu_0$. Примеры подобных зависимостей для масла МГЕ-10А при $\vartheta = 90^\circ\text{C}$ и $p = 7; 10$ и 25 МПа приведены на рис. 3.12, а. Результаты различных испытаний, продолжавшихся в течение разного времени на однотипных установках по схеме рис. 3.10, располагаются в пределах узких областей. Выявлена определенная зависимость деструкции вязкостной присадки и уменьшения вязкости от перепада давлений Δp на дросселе (рис. 3.12, б). Чем больше перепад давлений Δp , тем при меньшей энергии \bar{E} снижается вязкость от начальной вязкости ν_0 до стабилизированной ν_c . Если при $\Delta p = 25$ МПа это снижение происходит при $\bar{E} \approx 150$ кДж/см³, то при $\Delta p = 10$ и 7 МПа и меньшей энергии полного снижения вязкости не происходит [1].

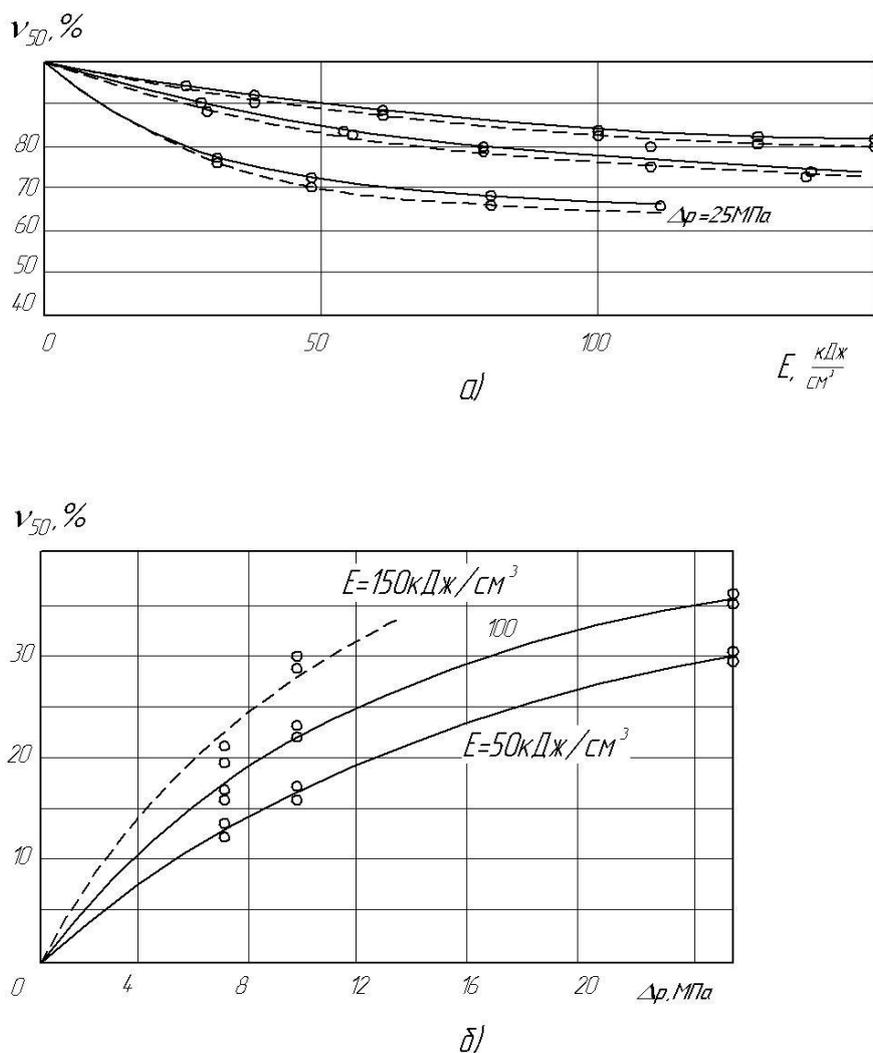


Рис. 3.12. Зависимость вязкости v_{50} от удельной энергии механического воздействия \bar{E} (а) и $\Delta \bar{v}_{50}$ от перепада давления Δp (б); масло МГЕ-10А, температура 90 – 100°С

Для экспресс-оценки стойкости вязкости загущенных масел к механическим воздействиям используют ультразвуковые установки, в которых пробу масла, залитую в реакционный сосуд с магнитострикционным излучателем ультразвука, подвергают воздействию волновой механической энергии с частотой f . Диспергатор УЗДН-1 для испытания масел типа АМГ-10, МГЕ-10А настраивают на следующие параметры: $V = 15 \text{ см}^3$, $f = 22 \text{ кГц}$, амплитуда колебаний рабочего конца концентратора, погруженного в жидкость, $2A = 50 \text{ мкм}$, выходная мощность генератора 400 Вт [1]. Продолжительность испытания пробы (60 или 120 мин) экспериментально подобрана таким образом, чтобы результаты испытания масла на установке УЗДН-1 были иден-

тичны результатам испытания на дроссельной установке при $p = 21$ МПа и $\vartheta = 150^\circ\text{C}$ в течение 50 ч. При этом достигается снижение вязкости до стабилизированной величины.

Эксперименты на двух рассмотренных установках показали, что при дозе $\bar{E} = 120 \dots 150$ кДж/см³ происходит практически полная деструкция загущающей присадки до $M \approx 3000 \dots 4000$ и снижение вязкости до стабилизированной величины [1].

Термическая деструкция вязкостных присадок. Процесс деструкции оценивают изменением вязкости и описывают уравнением

$$\Delta\nu = (\nu_0 - \nu_c)e^{-K_1 t}, \quad (3.2.6)$$

где K_1 – константа скорости процесса деструкции, определяемая по уравнению (3.1.7).

Эксперименты показали, что разные масла с виниполом или полиметакрилатом снижают при термической деструкции вязкость в той же степени, что была зафиксирована при механической деструкции; во всех случаях стабилизированная вязкость $\nu_c \approx 0,55\nu_0$, но не достигает вязкости базового масла. Ориентировочно время t_i термической деструкции можно оценивать с помощью зависимости

$$\lg t = C(\overline{\Delta\nu}) - B/T, \quad (3.2.7)$$

где $C(\overline{\Delta\nu})$ – функциональный коэффициент, учитывающий степень деструкции вязкостной присадки; B – коэффициент.

По уравнению (3.2.7) можно построить номограмму. Практическое использование этого метода требует проведения длительного эксперимента по термостатированию образца для определения коэффициентов $C(\overline{\Delta\nu})$ и B [1].

Совместное термическое и механическое воздействие на масло. Выше установлено, что воздействие различных видов энергии (тепловой, механической в потоке жидкости, волновой механической и радиационной) приводит к идентичному качественному и количественному изменению вязкости. При воздействии указанных видов энергии преимущественно проис-

ходит явление разрыва молекул вязкостной присадки, сопровождающееся уменьшением молекулярной массы присадки и, следовательно, вязкости масла. Количественно это явление проявляется в снижении вязкости, пропорциональном дозе действующей на жидкость энергии. Следствием этого является вывод об аддитивности результирующего изменения вязкости при комплексном воздействии на жидкость нескольких видов энергии. Метод расчета основан на суммировании результатов оценки термического и механического старения масла, исходя из допустимых уровней общей, тепловой и механической деструкций. Допустимый уровень снижения вязкости масла определяется работоспособностью гидравлических устройств при пониженной вязкости масла. При снижении вязкости увеличиваются утечки и износ пар трения. Последнее обстоятельство зависит от множества конкретных условий, не поддается надежной оценке и обычно требует экспериментальной проверки на типовых гидроэлементах. Для масел АМГ-10 и МГЕ-10А по опыту эксплуатации авиационных и следящих гидросистем считали допустимым пределом общее снижение вязкости на 20 %. В последнее время этот критерий увеличен для ряда гидросистем до 30 %. Следовательно, допускается величина относительной вязкости, $\bar{\nu} = 0,8 \dots 0,7$, что соответствует вязкости $\nu_{50} = 8 \dots 7$ сСт.

Следует иметь в виду, что изменение вязкости масла при механических воздействиях исследовано для свежих масел. Для предварительно состаренных масел таких данных нет. Расчеты в этом случае усложняются необходимостью, во-первых, иметь информацию о состоянии масла к моменту начала механических воздействий на масло и, во-вторых, иметь зависимость $\bar{\nu} - \bar{E}$ для состаренного масла.

Наиболее вероятным вариантом использования гидросистем является их интенсивная эксплуатация после поступления с завода-изготовителя в течение заданного срока до смены масла. При этом время хранения гидросистемы в период от ее приемки на заводе до начала эксплуатации обычно не

превышает 1 – 2 года, гидросистему заправляют в заводских условиях, и масло в исходном состоянии можно считать свежим.

3.3. Основы прогнозирования сроков эксплуатации рабочих жидкостей

Из-за отсутствия теории, охватывающей всю систему взаимосвязей рабочей жидкости с объектами, и многообразия условий эксплуатации, методика прогнозирования сроков работоспособности рабочих жидкостей в гидросистемах до сих пор не создана. Практически сроки смены рабочих жидкостей назначают на основании опыта эксплуатации аналогичных гидросистем. Однако часто близких аналогов и необходимого опыта нет. В стране имеется огромное количество гидрофицированных машин, поэтому ошибки в указаниях по эксплуатации рабочих жидкостей, неизбежные при эмпирическом решении задачи, вызывают очень большие экономические и материальные потери. Это придает особое значение проблеме прогнозирования сроков работоспособности рабочих жидкостей в гидросистемах.

Основой такого прогнозирования являются расчеты изменения показателей качества рабочих жидкостей при длительном хранении и работе гидросистем. Для этого необходимо знать механизм процессов, происходящих в рабочих жидкостях во время эксплуатации, предложить модели этих процессов и их математическое описание. Ранее было рассмотрено старение рабочих жидкостей при статических (длительное хранение) и динамических (работающая гидросистема) условиях, а также процессы загрязнения рабочих жидкостей. Было установлено подобие процессов старения рабочих жидкостей, происходящих при различных условиях (в первую очередь температурных), и зависимость изменения показателей качества от уровня энергетического воздействия на рабочую жидкость. Это позволяет описать процессы с помощью обобщенных функций и распространить результаты ускоренных испытаний рабочих жидкостей или опыта их эксплуатации на другие условия применения рабочих жидкостей в гидросистемах. В учебнике рассмотрены

только нефтяные масла, так как по синтетическим рабочим жидкостям необходимые материалы не опубликованы.

При хранении масел в гидросистемах или таре основной причиной старения являются термоокислительные процессы, поэтому ускоренные испытания проводят при повышенной температуре в гидроагрегатах или имитаторах, залитых исследуемым маслом. Механизм процессов старения рассмотрен в п. 3.1 [разрешающие уравнения (3.1.5) – (3.1.7)], а для масел с кислото-содержащими присадками – в п. 3.1 [уравнение (3.1.14)]. При этих испытаниях находят кинетические зависимости – изменение во времени характерного интегрального показателя качества (см. рис. 3.4). За характерный критерий процесса старения принято кислотное число, определяемое при испытании большей части гидросистем. Однако можно принять и другой интегральный критерий (или несколько критериев) при условии получения статистически достоверной информации.

Время старения масла t_x в условиях эксплуатации рассчитывают, переходя к обобщенной функции y в безразмерной системе координат $x = Kt$, масштабный коэффициент которых [константа K – см. уравнения (3.1.7), (3.1.9)] определяется энергией активации и температурой процесса. При старении масел без кислотосодержащих присадок искомое время определяют по уравнению (3.1.10). Расчет времени сохранения допустимых параметров масла при статических условиях и температуре ниже $+35^{\circ}\text{C}$ дает срок эксплуатации в несколько десятков лет. Опыт эксплуатации также свидетельствует о практически ничтожном старении масла при температуре ниже $+35^{\circ}\text{C}$ и отсутствии биологических факторов. В действительности, однако, первоначальные условия не сохраняются в течение столь длительного времени. За счет коррозии тары, проникновения в масло загрязнений, развития бактерий и других стимулирующих факторов процесс старения постепенно интенсифицируется, поэтому сроки сохранности масла при нормальной температуре уменьшаются, вероятно, до 15 – 20 лет даже при хранении в запаянных банках и герметизированных гидросистемах. В гидросистемах, сообщающихся с

внешней средой, подверженных обводнению, загрязнению пылью и промышленными газами, морским туманом и другими средами, сроки сохранности масла значительно сокращаются. Кроме ускорения процесса старения загрязненное масло становится опасным источником отказов гидросистемы.

В работающей гидросистеме масло подвергается более интенсивному температурному и механическому воздействиям, участвует в комплексе трибохимических процессов. Механо- и трибохимические процессы, протекающие при динамических режимах использования масла, во-первых, активируют основной химический окислительный процесс, и, во-вторых, проявляются в деструкции вязкостной присадки масла.

Наиболее полно динамические воздействия на жидкость оценивает критерий удельной механической энергии \bar{E} , который введен в качестве независимой переменной в уравнение, описывающее процесс старения масла в динамических условиях. Активация термоокислительных процессов за счет механических воздействий на масло проявляется в снижении энергии активации, учитываемой членом $U - \alpha\bar{E}$ в уравнении (3.2.4). Этот процесс определяется удельной механической энергией \bar{E} , воздействующей на масло при эксплуатации гидропривода, а также составляющими коэффициента $\alpha = \alpha_p \alpha_g \alpha_s$, учитывающими интенсивность рабочих режимов гидропривода (α_p), содержание газовой фазы масла (α_g), содержание загрязнений (α_s) и другие стимулирующие термоокислительные факторы. Для оценки влияния механических воздействий на старение масла в динамических режимах можно использовать номограмму типа рис. 3.11.

При работе в динамических режимах вязкость загущенных масел уменьшается в результате совместного воздействия механической и тепловой энергий. Этот процесс можно прогнозировать с помощью уравнения (3.2.6) с анализом удельной механической энергии и давления в гидросистеме.

Ускоренные испытания исследуемого масла в динамических режимах выполняют в установках с натурными насосами и гидроагрегатами при фор-

сированных по давлению и температуре режимам. Для повышения воздействующей на масло удельной механической энергии \bar{E} объем масла в испытательной установке уменьшают по сравнению с натурными гидросистемами. Наиболее эффективного сокращения сроков испытаний достигают в установках дроссельного типа (обычно удельную энергию $\bar{E} = 150 \dots 200$ кДж/см³ набирают за 50 – 100 ч). В установках объемного типа тот же эффект достигается за 700 – 1000 ч. При форсированном режиме испытаний нельзя превышать нагрузки в парах трения сверх критических и температуру выше допустимой по условиям стабильности присадок. При ускоренных испытаниях должен быть достигнут уровень энергетического воздействия на масло при его эксплуатации в гидросистеме. Для более точного прогноза срока работоспособности масла должен быть выполнен достаточно полный химмотологический анализ гидросистемы и определены укрупненные графики рабочих температур, давлений, удельной механической энергии. Кроме того, необходимо рассчитать ожидаемый баланс изменения загрязнений масла в гидросистеме. При выявлении возможности предельного загрязнения масла до достижения состояния его некондиционности по другим показателям качества необходимо предусмотреть своевременную смену масла в гидросистеме. Не следует ограничивать работы по прогнозированию сроков эксплуатации масел одними ускоренными испытаниями и оценочными расчетами. В связи с этим существует практика назначения в технической документации на гидросистемы первоначально минимально достоверных сроков смены масла, затем обследования масла из гидросистем при опытной эксплуатации и увеличения сроков смены масла на основании данных по эксплуатации [1].

4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОМЫШЛЕННОЙ ЧИСТОТЫ ГИДРОПРИВОДА

4.1. Нормы и требования к промышленной чистоте гидропривода

Нормы в современном производстве – это установленные количественные и качественные меры, предельно допустимые величины чего-либо, утвержденные в установленном порядке. Нормы как экономические категории не только отражают уровень развития техники, но и активно влияют на него, поскольку периодически подлежат пересмотру с целью, как правило, их ужесточения.

Наряду с нормами на промышленную чистоту в нормативно-технической документации действуют и требования к промышленной чистоте. *Нормы промышленной чистоты* являются базовыми, предельными и укрупненными показателями, установленными на относительно длительный период на различные группы изделий. *Требования к промышленной чистоте* – это, как правило, частные допустимые уровни загрязнений на определенных стадиях жизненного цикла деталей, узлов, рабочей жидкости, гидропривода.

По технико-экономическим соображениям требования к чистоте составляющих элементов изделия могут отличаться от установленной нормы промышленной чистоты на изделие, но изделие в целом по промышленной чистоте должно соответствовать установленной норме. Для этого предпринимаются определенные меры на разных технологических циклах. В отдельных случаях требования к промышленной чистоте жидкости, в отличие от

норм, записываются в виде номинальной или абсолютной тонкости ее фильтрации.

Нормы и требования к промышленной чистоте указывают в технических требованиях к жидкостям при их поставке, транспортировании и хранении; в требованиях к эксплуатации гидроприводов; в технологической документации по изготовлению и ремонту гидроприводов, а также в картах технического уровня и качества.

Существующие рекомендации по нормам промышленной чистоты жидкостей для отдельных видов агрегатов и гидроприводов общего машиностроения приведены в табл. 4.1 [13].

Таблица 4.1

Рекомендуемые нормы промышленной чистоты рабочих жидкостей

Наименование устройств, оборудования	Номинальное давление, МПа	Класс чистоты, не грубее
1	2	3
Насосы и гидромоторы шестеренные и пластинчатые	До 2,5	14
	От 2,5 до 6,3	13
	Свыше 6,3	12
Насосы и гидромоторы аксиально-поршневые с торцевым распределением	До 20	12
	Свыше 20	11
С клапанным распределением	До 20	14
	Свыше 20	13
Гидроцилиндры	До 20	13
	Свыше 20	12
Поворотные гидродвигатели	До 20	12
Гидроаппаратура (кроме дросселирующих гидрораспределителей)	До 32	12
Дросселирующие гидрораспределители	До 32	11
Пневмогидроаккумуляторы: поршневые мембранные и баллонные	До 32	12
	До 32	Не регламентируется
Системы и устройства для гибких автоматизированных производств	До 32	10
Тяжелые станки (прокатные станы, сталеплавильное оборудование, литейное оборудование): много сервогидравлики сервогидравлики немного, но имеется пропорциональное управление	От 15 до 20	7...8
		8...9

1	2	3
Прессы и штамповочные станки с гидрозажимами, гидроудерживателями, с гидроподачей на основных и вспомогательных операциях: высокой точности нормальной точности	От 20 до 25	7...8 8...9
Инструментальные станки и автоматические линии	До 4 До 10	8...9 7...8
Станки для литья под давлением	До 20	8...9
Литьевые прессы для пластмасс	От 15 до 20	8...9
Роботы и манипуляторы, контрольное и испытательное оборудование	-	7...8
Гидроприводы мощностью 5...10 кВт, высокой точности (прецизионные станки с программным управлением с гидроприводом на базе дросселирующих распределителей)	-	10
Гидроприводы мощностью 10 кВт, высокой точности (прецизионные станки с программным управлением с гидроприводом на базе дросселирующих распределителей)	-	11
Гидропривод мощностью до 50 кВт общемашиностроительного применения	-	12
Гидропривод мощностью свыше 50 кВт общемашиностроительного применения	-	13
Гидропривод объемный транспортного машиностроения на базе аксиально-плунжерных машин (передачи, трансмиссии)	От 20 до 45	8...10

4.2. Общие положения по обеспечению промышленной чистоты гидропривода на этапах проектирования, производства и эксплуатации

Так как затраты на обеспечение чистоты гидросистем могут достигать значительных размеров, то уже на стадии проектирования конструктор должен задавать в чертежах технически и экономически обоснованные требования и операции, направленные на снижение или предупреждение загрязнения. Это означает, что на стадии проектирования следует рассчитывать эффективность затрат при создании и эксплуатации гидросистемы с целью выбора оптимального уровня загрязнения и назначать требования и операции, обеспечивающие этот уровень при изготовлении и эксплуатации. Оптимальным должен считаться уровень наибольшего загрязнения гидросистемы, при

котором она может работать без нарушения характеристик, снижения безотказности и ресурса, вызываемых загрязнителем.

Если говорить о механических (твердых) загрязнениях, то количество удаляемых фильтром загрязнений примерно уравнивается количеством загрязнений, поступающих в рабочую жидкость. В этом случае система «фильтр – загрязнитель» находится в состоянии, близком к уровню равновесия. Очевидно, что для нормальной работы гидросистемы уровень равновесия должен быть ниже уровня, который допускают агрегаты и узлы гидросистемы. Для уменьшения количества загрязнений, генерируемых системой, конструктору следует применять агрегаты и узлы с низкими характеристиками генерирования загрязняющих частиц (например, агрегаты, спроектированные для работы при относительно высоких уровнях загрязнений; трубопроводы с минимальным количеством соединений и короткие, насколько это возможно, и т.п.).

Для обеспечения очистки гидросистемы после монтажа или ремонта необходима ее промывка, что следует предусмотреть еще на стадии конструирования (предусмотреть точки промывки, не допускать в гидросистеме глухих зон, где могут собираться загрязнения, и добиваться, насколько возможно, простоты конструкции трубопровода) [13].

Конструктор должен разработать инструкцию по промывке с указанием необходимого оборудования, места подсоединения промывочного оборудования и допустимого уровня загрязнения (класса чистоты). Для уменьшения количества побочных продуктов химических реакций, применяемые в системе конструкционные материалы, в том числе и уплотняющие, должны быть совместимы с рабочей жидкостью, а сама рабочая жидкость должна отвечать условиям работы гидросистемы как по температурному, так и по силовому нагружению.

Когда необходимо управлять уровнем загрязнения в системе, например, при промывке, обычном контроле, в эксплуатации или для обеспечения диагностики отказов, следует предусмотреть точки отбора проб, где пробы

рабочей жидкости можно отбирать без внесения дополнительного загрязнения. Место отбора проб следует устанавливать в точке, где течение жидкости является турбулентным, т.е. непосредственно за соединением, агрегатом или на некотором расстоянии за фильтром.

Наконец, конструктору следует выбрать фильтр для гидросистемы, т.е. обосновать основные параметры фильтра, устанавливаемого в гидросистему для поддержания заданного уровня загрязнения. Выбор фильтра, как и назначение допустимого уровня загрязнения, до сих пор остается сложной инженерной задачей.

Показатель тонкости фильтрации (эффективности) фильтра является одним из основных при выборе фильтрующего материала или фильтрующего элемента. При выборе тонкости фильтрации, хотя и ориентируются в основном на чувствительность к загрязнению используемых агрегатов, учитывают также интенсивность поступления загрязнения извне; полнопоточную или частичную фильтрацию рабочей жидкости в гидросистеме; срок службы фильтра, наиболее приемлемый для данной гидросистемы.

Тонкость фильтрации фильтра обычно выражается в микрометрах и может быть номинальной, средней или абсолютной. Определение номинальной тонкости фильтрации, как наиболее распространенного показателя, не стандартизовано, а между номинальной и абсолютной тонкостью фильтрации нет строго постоянного соотношения, т.к. оно изменяется в зависимости от материала и метода измерения [13].

Выбор тонкости фильтрации с учетом чувствительности агрегатов к загрязнению не всегда возможен из-за отсутствия по ряду агрегатов данных испытаний на абразивную износостойкость. Поэтому, как было указано выше, о чувствительности агрегатов к загрязнению судят по рабочему давлению и характерному зазору в парах трения. Требуемую чистоту или тонкость фильтрации рабочей жидкости связывают с допустимым давлением в гидросистеме (см. п. 2.8), поскольку имеется определенная его взаимосвязь с износостойкостью агрегатов и величиной характерных зазоров. В первую оче-

редь это касается требований к номинальной (98%) тонкости фильтрации, показатель которой условно принимается за минимальный размер удаляемых из жидкости частиц.

Таблица 4.2

Рекомендации по обеспечению требуемой чистоты с применением различных фильтров

Рабочее давление, МПа	Тонкость фильтрации, мкм					Контрольная промывка гидросистемы
	Воздушный (сапун)	Заливной	На всасывании	На сливе	На параллельном потоке (на 10% расхода)	
До 1,3	5	40	200	80	40	Не требуется
До 5,0		25	100	40	25	
До 12,5	3	15	60	25	15	Требуется
До 20,0	1	10	25	15	10	
До 35,0		5	15	10	5	

Таблица 4.3

Рекомендации по тонкости фильтрации в зависимости от рабочего давления

Гидросистема	Рабочее давление, МПа	Тонкость фильтрации, мкм
Без гидроусилителей	Свыше 7,0	25
С механически управляемыми гидроусилителями с небольшим коэффициентом усилия, применяемые для управления скоростью или положением, с предохранительными клапанами, регуляторами расхода, клапанами-пилотами и другой аппаратурой, имеющей зазоры до 2,5 мкм	До 14,0	10...15
С электрогидравлическими гидроусилителями с большим коэффициентом усиления и рабочими зазорами менее 2,5 мкм	До 21,0	2,5...5
Без гидроусилителей	До 35,0	10

Некоторые специалисты тонкость фильтрации рабочей жидкости определяют не только по рабочему давлению, но и по наличию в системе гидросистем, как наиболее чувствительных к механическим загрязнениям. Отдельные рекомендации по обеспечению требуемой чистоты за счет совместного применения в промышленных гидросистемах различных фильтров приведены в табл. 4.2.

Данные таблицы 4.2 и 4.3 взяты из проспектов и каталогов фирм «Катерпиллер», «Комацу», «Фиат-Аллис», «Интернэшнл Харвестер», «Виккерс», «Рексрот», «Даути», «Плесси», «Хидрексо».

Существующие различия в требованиях к тонкости фильтрации объясняются не только некоторой условностью понятия номинальной тонкости фильтрации, но и другими причинами. Одна из них заключается в том, что в определенных условиях износ агрегатов или нарушение их функциональной работоспособности в большей степени обуславливается не размерами частиц, а их содержанием. Поэтому все чаще используют рекомендации, относящиеся не к тонкости фильтрации, а к допустимому классу чистоты в зависимости от эксплуатационного давления в гидросистеме и вида гидрооборудования.

По результатам практического применения фильтров в табл. 4.4 приведены следующие обобщенные рекомендации по тонкости фильтрации различных фильтров, применение которых обеспечивает требуемый класс чистоты [13]:

Таблица 4.4

Рекомендуемая тонкость фильтрации для достижения требуемого класса чистоты

Требуемый класс чистоты	Рекомендуемая тонкость фильтрации, мкм			
	На заправочной линии	На напорной линии	На сливной линии	Воздушного (сапуна)
7,8	3	3	3	1
8,9	5	5	5	1
9,10	8...10	5...8	8...10	2
11,12	10...13	8...10	10...13	3
13	10...15	10...13	10...15	3
14	15...25	10...15	15...20	3
15	25...40	15...20	20...25	5
16	63...80	20...25	25...40	5
17	125	25...40	63...80	5

Выбор размера фильтра (фильтрующего элемента) в значительной степени определяется его гидравлической характеристикой и грязеемкостью. Однако, если рассматривать гидросистему в целом, то размеры фильтра и его грязеемкость должны определяться не только расходом через фильтр, но и объемом рабочей жидкости в гидросистеме, а также степенью и интенсивностью ее загрязнения. Так, с целью получения удовлетворительного срока службы фильтрующего элемента в стационарных гидросистемах часто следуют правилу: фильтр должен иметь пропускную способность, равную не менее $1/3$ емкости резервуара или не менее, чем в 2,5 раза превышающую подачу насоса [13].

Выбор места установки фильтра определяется, в частности, тем, открытый или закрытый контур имеет гидросистема; какое количество частиц загрязнения поступает извне, генерируется самой гидросистемой и т.п. Поэтому выбор места установки фильтра – компромиссное решение, а установка фильтра, как на линии всасывания, так и на линиях нагнетания или слива имеет положительные и отрицательные стороны [13].

Требуемая промышленная чистота гидропривода на этапе эксплуатации наиболее эффективно достигается через реализацию ряда мероприятий. В частности, на предприятиях целесообразно иметь *службу промышленной чистоты*, обеспечивающую плановый контроль промышленной чистоты горючесмазочных материалов, рабочих мест, гидроприводов оборудования и машин, а также выпускаемой продукции. Служба промышленной чистоты должна разрабатывать карты чистоты, методы и средства контроля и обеспечения чистоты; периодически пересматривать, как правило, в сторону ужесточения, нормы и требования к промышленной чистоте.

Сложнее всего обеспечивать требуемую промышленную чистоту гидроприводов мобильных машин и, в первую очередь, автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных и дорожно-строительных машин. В этом случае требуется дополнительное оборудование: специализированные подвижные мастерские типа «Гидросервис», оснащенные как диагностическим оборудова-

нием, так и оборудованием для очистки, обезвоживания и контроля состояния рабочей жидкости, типа СОГ-904, УМЦ-901А, СЦ-1,5, СМ1-3000 и т.п.

Стационарные пункты (профилактории) технического обслуживания для этой техники можно оснащать следующим оборудованием:

- для наружной мойки – моечной струйной или насосной установкой типа ОМ-830 или пароводоструйной очистительной установкой типа ОМ-3360;

- для механизированной заправки рабочей жидкости – маслораздаточными колонками типа 367МЗ или 397А, установками 3119А и ОР/4957 ГоинИТИ, маслораздаточным баком 131-1ГАРО, комплексом ОРГ-1468 заправочного инвентаря, установками СОГ-904, УМЦ-901А и т.п.;

- для очистки рабочих жидкостей и масел – маслоочистительными машинами ПСМ1-3000 и СМ1-3000, сепараторами СЦ-1,5 или ПСМ-2, установками СОГ-904 и УМЦ-901А, резервуарами-отстойниками РСМ4-013, 704-1-13, 704-1-14 и т.п.;

- приборами контроля жидкостей ПКЖ-902, ПКЖ-904 или ФЭС-112, анализатором РСМ4-017 и т.п.

Практика эксплуатации гидрофицированной техники установила ряд общих правил, основными из которых являются следующие.

При эксплуатации гидропривода необходимо строго руководствоваться инструкцией по эксплуатации и техническому обслуживанию гидроприводов и, в первую очередь, выполнять следующие правила:

- заправлять и дозаправлять гидропривод только предварительно очищенной и подвергнутой контролю рабочей жидкостью с чистотой, соответствующей требованиям инструкции;

- постоянно контролировать состояние уплотнений и соединений, немедленно устранять подтекание рабочей жидкости;

- не допускать переработку уплотнениями установленного на них ресурса;

– проводить своевременное периодическое обслуживание фильтров. Менять фильтрующие элементы после каждой смены масла, обслуживания или ремонта гидропривода;

– не допускать промывку и повторное использование сменных фильтрующих элементов типа «Реготмас»;

– техническое обслуживание гидроприводов машин и оборудования следует производить только специализированными звеньями или высококвалифицированными специалистами [13].

4.3. Устройства для очистки рабочих жидкостей

При соблюдении необходимых требований к чистоте гидросистемы удается повысить надежность гидроприводов и уменьшить эксплуатационные расходы в среднем на 50%. Повышение тонкости фильтрации рабочей жидкости в гидросистеме с 25 до 5 мкм увеличивает ресурс насосов в 10 раз и гидроаппаратуры – в 5 – 7 раз. Однако фильтрация (или другие средства очистки) обеспечивает наибольший эффект лишь при комплексном соблюдении требований по типам применяемых масел, правилам их хранения и транспортирования, качеству очистки и герметизации гидросистем, регламентам их эксплуатации.

Для предварительной оценки степени загрязненности может применяться метод, при котором на белую бумагу с хорошим влагопоглощением наносится несколько капель масла из работающего гидропривода. При свежем масле образуется светлое желтое пятно, а по мере загрязнения цвет пятна становится более темным, причем на бумаге хорошо видны частицы грязи. Содержание воды может оцениваться по результатам кипячения пробы (если мутное масло становится прозрачным, значит, имеется вода и использование масла недопустимо). Для количественной оценки степени загрязненности в настоящее время существует большое количество разнообразных приборов, в том числе портативных.

Фильтры обеспечивают в процессе эксплуатации гидропривода необходимую чистоту масла, работая в режимах полнопоточной (рис. 4.1, а-в) или пропорциональной (рис. 4.1, г-ж) фильтрации во всасывающей, напорной или сливной линиях гидросистемы. Фильтры могут оснащаться средствами визуальной или электрической индикации загрязненности, а также перепускным клапаном. Наличие последнего позволяет защитить фильтроэлемент от разрушения, однако часто приводит к опасному заблуждению – уверенности эксплуатационников в чистоте гидросистемы, в то время как фильтр практически не работает. Поскольку фильтр эффективно защищает лишь элемент гидросистемы, установленный непосредственно после фильтра, а остальные элементы защищены частично, в схемы фильтрации обычно включают комбинацию фильтров, установленных на разных линиях гидросистемы: всасывающей и напорной (рис. 4.1, з); всасывающей и сливной (рис. 4.1, и); напорной и сливной (рис. 4.1, к); всасывающей, напорной и сливной (рис. 4.1, л).

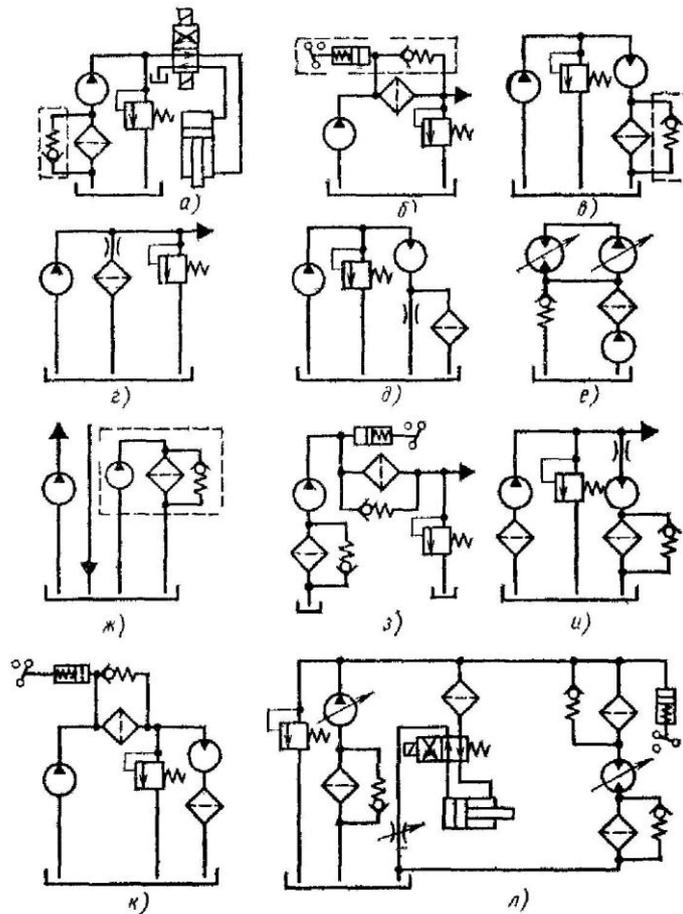


Рис. 4.1. Схемы установки фильтров в гидросистемах

При выборе типа фильтра и места его установки следует учитывать, что приемные (всасывающие) фильтры ухудшают всасывающую способность насосов, поэтому их тонкость фильтрации обычно составляет 80...160 мкм (грубая очистка). Всю гидросистему (за исключением насоса) защищают напорные фильтры, однако они отличаются повышенной материалоемкостью, а, следовательно, стоимостью. Сливные фильтры исключают возможность попадания загрязнений (в том числе продуктов износа гидроагрегатов) в бак, и во многих случаях являются предпочтительными. Для высоконадежной защиты наиболее ответственных узлов гидропривода (например, дросселирующих гидрораспределителей) непосредственно перед ними устанавливаются напорные фильтры без перепускного клапана с фильтроэлементом, выдерживающим полный перепад давлений.

Рекомендуемая пропускная способность полнопоточных напорных и сливных фильтров – не менее 1/3 объема гидробака в 1 мин; когда через фильтр может проходить дополнительный поток рабочей жидкости (из аккумулятора, при работе дифференциального цилиндра и т.д.) пропускная способность должна соответственно увеличиваться. Впрочем, в пределах имеющегося для размещения фильтра рабочего пространства всегда лучше устанавливать фильтр с запасом по пропускной способности и грязеемкости. Как уже было отмечено, чистота гидросистемы прямо связана с ее герметичностью, поскольку замена или доливка рабочей жидкости всегда сопровождается внесением дополнительных загрязнений. Установлено, что в состоянии поставки рабочие жидкости даже лучших инофирм имеют классы чистоты не выше 17/16 по ИСО 4406, поэтому в процессе заправки гидросистем рекомендуется использовать специальные агрегаты обслуживания, обеспечивающие тонкую очистку заливаемой рабочей жидкости; возможна также заправка через сливной фильтр или фильтр рециркуляционного контура [14].

В процессе эксплуатации гидросистем периодически проверяют чистоту рабочей жидкости с помощью счетчиков частиц загрязнений. При этом проба берется обычно из сливной линии перед фильтром во время работы

гидросистемы или сразу после ее выключения с целью обеспечения необходимого уровня турбулентности жидкости.

Для фильтроэлементов, изготовленных из материалов с неупорядоченной структурой (бумаги, стекловолокна и др.) применяют три оценочных критерия: коэффициент эффективности фильтрования β_x , перепад давлений Δp и грязеемкость. Коэффициент β_x характеризует отношение числа частиц определенного размера x в пробе рабочей жидкости перед фильтром и после него:

Таблица 4.5

Зависимость уровня очистки от коэффициента эффективности фильтрования

Коэффициент эффективности фильтрования β_x	1	2	5	10	20	75	100	200	1000	5000
Уровень очистки, %	0	50	80	90	95	98,7	99	99,5	99,98	99,99

При $\beta_x = 2$ фильтр задерживает 50% частиц размером x . Такую тонкость фильтрации принято считать номинальной; при $\beta_x \geq 75$ имеем абсолютную тонкость фильтрации [14].

Перепад давлений Δp характеризует гидравлическое сопротивление фильтра и складывается из сопротивления корпуса и фильтроэлемента. Последняя составляющая (основная) прямо пропорциональна расходу рабочей жидкости и ее вязкости и обратно пропорциональна площади фильтрующей поверхности и коэффициенту удельной пропускной способности, характеризующему пористость фильтроматериала. Фильтроэлементы обладают достаточной прочностью; их разрушающее давление всегда выше давления срабатывания перепускного клапана. Специальные исполнения напорных фильтров для сервотехники способны выдерживать $\Delta p = 21$ МПа. Грязеемкость определяет время работы фильтроэлемента до его очистки (у регенерируемых фильтров) или замены.

Требуемая чистота рабочей жидкости во время ее заливки в гидробаки и в процессе эксплуатации гидросистем гарантированно может быть обеспечена с помощью передвижных агрегатов и станций. В практике эксплуатации гидросистем применяется, например, передвижной агрегат с автономным приводом фирмы «Parker». Агрегат укомплектован насосом, приводимым во вращение от электродвигателя, двумя фильтрами с различной тонкостью фильтрации и трубами, подсоединенными к фильтрам с помощью гибких шлангов. Применение подобных агрегатов обеспечивает высокопроизводительную заправку и очистку гидросистем. Они обеспечивают полный комплекс обслуживания: откачку из гидросистем рабочих жидкостей, отработавших свой ресурс; промывку гидросистем; заливку новых рабочих жидкостей с требуемой степенью их очистки; а также очистку жидкостей в гидробаках насосных установок без их замены путем замкнутой циркуляции жидкости через агрегат.

Очистка рабочей жидкости в станциях обслуживания осуществляется методом фильтрования или с помощью центробежных очистителей [4]. Типовая гидравлическая схема очистки рабочей жидкости методом фильтрования показана на рис. 4.2.

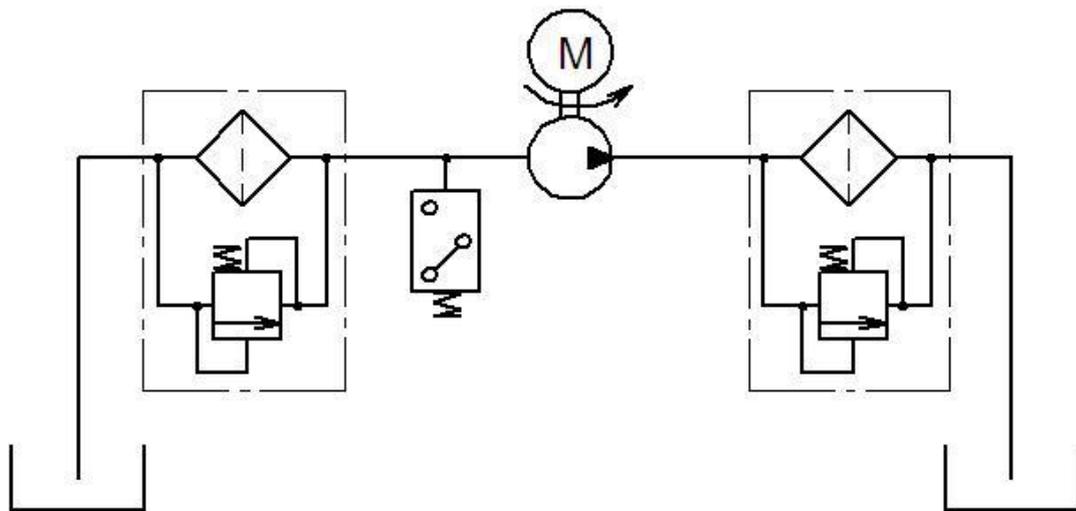


Рис. 4.2. Схема очистки жидкостей методом фильтрования

Станция очистки гидросистем типа СОГ состоит из корпуса 5 (рис. 4.3), баков 2 и 11, центрифуги-насоса 12 типа ГЦН, кранов 8, 10 и 13, приемного штуцера 6, маслоохладителя 4, всасывающего 3 и напорного 7 шлангов. В зависимости от положения крана 13 центрифуга-насос всасывает масло из встроенного бака 11 или дополнительного резервуара 1 и подает очищенное масло по шлангу 7 в гидросистему или (после поворота крана 10) возвращает в бак 11. На крышке 9 могут устанавливаться промываемые гидроагрегаты. Кран 8 служит для отбора проб масла.

Станции СОГ-903А и СОГ-904А по ТУ.94.0237-79 имеют следующие параметры: вязкость очищаемых жидкостей 1...50 сСт; тонкость очистки (при вязкости до 15 сСт) 1,5...3 мкм; расход жидкости из дополнительного резервуара 10...20 л/мин (зависит от вязкости); грязеемкость очистителя 0,3 кг, мощность 2,2 кВт; масса 200 кг, занимаемая площадь 0,7 м²; вместимость встроенного бака 80 дм³. При многократной циркуляции масла через станцию очистки обеспечивается удаление частиц размером до 1 мкм.

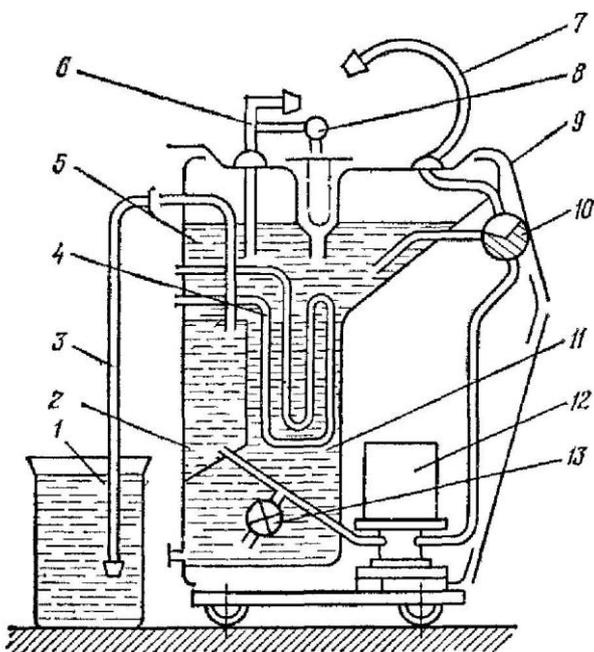


Рис. 4.3. Схема станции очистки гидросистем

Передвижная малогабаритная установка УМЦ-901А (рис.4.4) содержит центрифугу-насос 1 типа ГЦН, всасывающее устройство 2, бачок 3, напорный 4 и всасывающие 5 и 7 маслопроводы, кран 8. Установка обеспечивает заправку гидросистемы из емкости, находящейся вне ее, или очистку масла в баке 6 гидросистемы (при замкнутой циркуляции). Основные параметры установки: вязкость очищаемой жидкости до 200 сСт; тонкость очистки (при вязкости до 50 сСт) 1...5 мкм; расход жидкости до 35 л/мин (зависит от вязкости); грязеемкость очистителя 3 кг, мощность 2,2 кВт, занимаемая площадь 0,3м²; масса 100 кг.

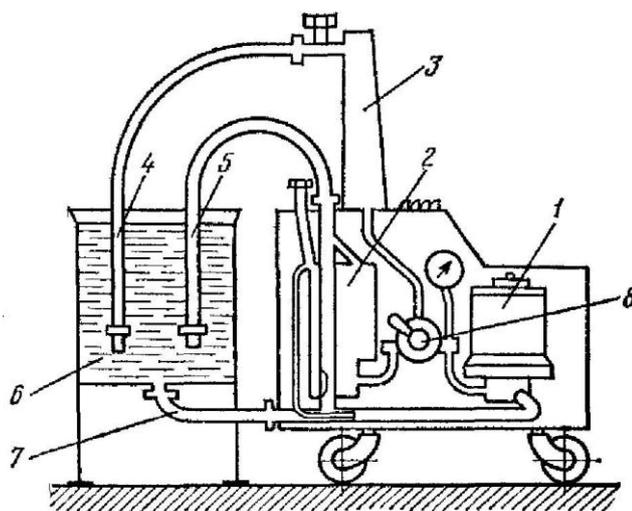


Рис. 4.4. Схема передвижной малогабаритной установки УМЦ-901А для тонкой очистки жидкостей

Передвижные станды типов СОГ-913К и СОГ-914 имеют максимальную производительность 35 л/мин, грязеемкость центрифуги 1...2 кг и станда 10 кг, массу соответственно 120 и 70 кг, выгрузка загрязнений из центрифуги механизирована.

Для раздачи масла по промежуточным емкостям применяются стационарные заправочные станции СЗ - $\frac{160-8}{6,3}$ с вместимостью резервуара 160 дм³; возможно также транспортирование заправочных станций к обслуживаемому станку.

В испытательных станциях, на специализированных заводах, а также в ряде автоматизированных производств применяют централизованные системы маслоснабжения от единой станции. Этот метод обеспечивает высококачественную очистку масла и упрощает техническое обслуживание. Однако его применение связано с большими капиталовложениями на прокладку трубопроводов подачи и слива. Этот метод неприемлем в случае, если для станков требуются различные масла [14].

В последние годы получают широкое распространение электростатические способы очистки рабочих жидкостей (рис. 4.5). Новый способ основан на прохождении жидкости через сильное электростатическое поле, образованное двумя электродами 1 и 2. Заряженные частицы, входящие в состав загрязнений, притягиваются соответствующим электродом. Нейтральные частицы отклоняются и улавливаются сборниками 3, которые очищаются через определенные промежутки времени. Жидкость в очистительное устройство подается насосом 4 через приемный фильтр 5 из гидробака с очищаемой жидкостью 6. Такой способ очистки позволяет улавливать широкий спектр примесей с размером частиц до 0,5 мкм и, кроме того, отделять содержащуюся в рабочей жидкости воду. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют также о том, что при данном способе очистки сокращаются отказы гидравлических устройств и увеличивается срок эксплуатации рабочих жидкостей [4].

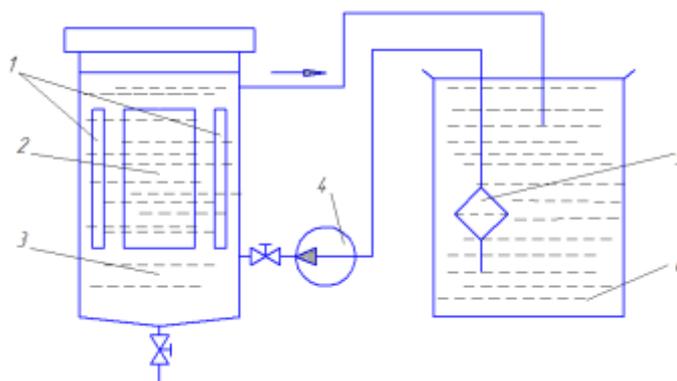


Рис. 4.5. Схема электростатической очистки жидкостей

Для снижения содержания воздуха в гидросистемах применяют естественный и принудительный способы выделения воздуха из рабочей жидкости. Естественное выделение воздуха происходит за счет всплытия его пузырьков в гидробаках. На рис. 4.6 показан пример гидробака, в котором с помощью перегородок образованы три камеры: сливная, пеногасительная и всасывающая. Рабочая жидкость из гидросистемы поступает в сливную камеру по трубе 1. Перегородки 2 и 3 образуют пеногасительную камеру, откуда жидкость направляется во всасывающий трубопровод 4 насоса через отверстия, расположенные в нижней части перегородки 3. Подвод жидкости в пеногасительную камеру через верхний край перегородки 2 способствует уменьшению глубины погружения пузырьков воздуха. Заправочный фильтр 6 и сапун 7, расположенные на крышке гидробака 5, снижают попадание воздуха и воды в рабочую жидкость извне.

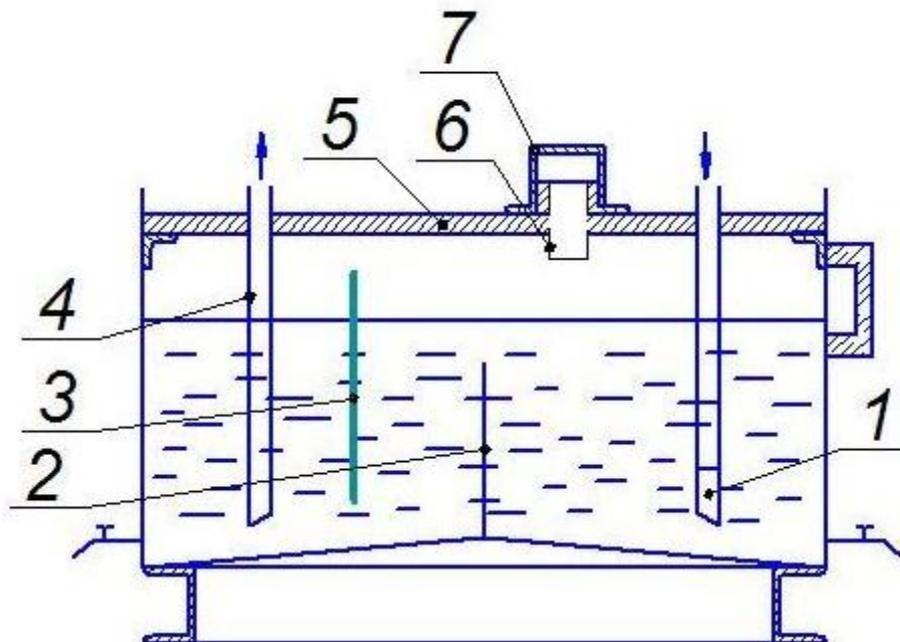


Рис. 4.6. Схема гидробака с двумя перегородками

Добиться более интенсивного выделения воздуха можно при небольшом повышении температуры рабочей жидкости (примерно до $40...55^{\circ}\text{C}$), не приводящем к изменению ее химического состава. Удалению нераство-

ренного воздуха способствует фильтрование рабочей жидкости. При этом надежно удаляется до 90 % воздушных пузырьков различных форм. Такое фильтрование может быть осуществлено с помощью перегородки, изготовляемой из металлической сетки с соответствующими размерами проходных отверстий и устанавливаемой в гидробаке между сливной и всасывающей трубами.

Принудительное выделение воздуха осуществляется также путем сепарирования жидкости в центробежных сепараторах или с помощью дегазаторов циклонного типа (рис. 4.7).

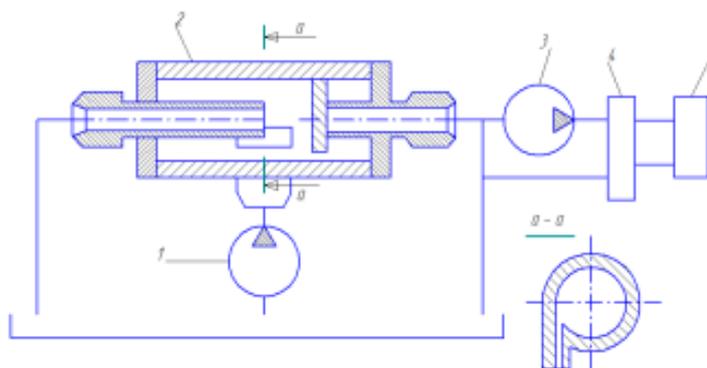


Рис. 4.7. Схема дегазатора циклонного типа

Рабочая жидкость из гидробака с помощью вспомогательного насоса 1 подается в корпус 2 дегазатора через щелевой канал, выполненный касательно к внутренней цилиндрической поверхности. В результате закрутки жидкости воздушные пузырьки концентрируются около оси цилиндра и через трубку отводятся на слив. Дегазированная жидкость концентрируется у стенок цилиндра и через кольцевой зазор поступает во всасывающий патрубок основного насоса 3 и далее через клапанно-регулирующие устройства 4 направляется к исполнительному гидродвигателю 5.

Существуют схемы дозаторов с использованием центробежного способа отделения воздуха с одновременным повышением температуры рабочей жидкости и созданием разрежения над поверхностью жидкости. При этом

происходит интенсивная дегазация растворенного и нерастворенного воздуха и его обезвоживание.

Для устранения причин попадания в гидросистему воздуха предусматривают следующие мероприятия:

– *уменьшение площади поверхности соприкосновения жидкости и воздуха в гидробаках.* С этой целью применяют эластичные разделители и баллоны. В простейшем виде они могут присоединяться к крышке гидробака вместо воздушного фильтра, и при этом они не требуют каких-либо переделок насосной установки. Применение разделителей позволяет также уменьшить попадание в гидросистему извне механических загрязнений и избежать конденсации воды.

– *уменьшение насыщения рабочих жидкостей нерастворенным воздухом, выделяющимся из растворенного, за счет создания подпора во всасывающей линии насоса,* например, с помощью пружинного аккумулятора (а) или дифференциального поршня (б) (рис.4.8).

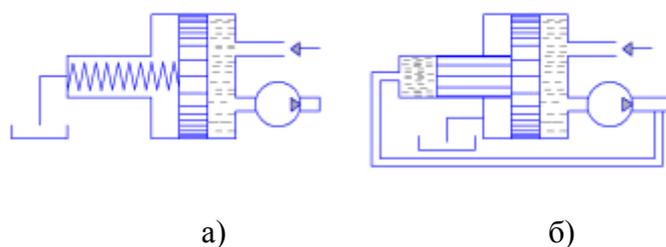


Рис. 4.8. Способы повышения давления на входе в насос

Для исключения накапливания воздуха в тупиковых объемах и каналах и его последующего поступления в трубопроводы, необходимо предусматривать *устройства для выпуска скопившегося воздуха* в период наладки гидропривода. Для этой цели в верхних точках трубопроводов, гидроцилиндров, модульных блоков гидроаппаратов и др. размещают воздуховыпускные пробки с шариковым (а) и коническим (б) запорными элементами (рис. 4.9) или специальные, автоматически открываемые клапаны.

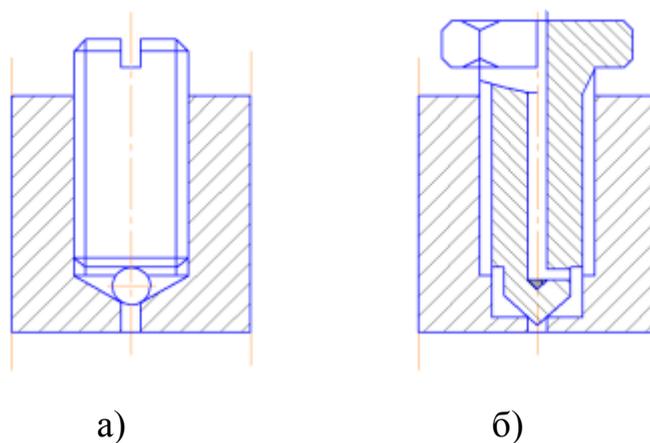


Рис. 4.9. Устройства для выпуска воздуха

Для герметизации мест подсоса воздуха в последние годы находят широкое применение *уплотняющие составы*, наносимые при сборке на элементы соединений всасывающей линии насосов, так как обычные уплотнения из-за погрешностей изготовления могут пропускать воздух. К таким составам относятся герметики, представляющие собой жидкие пасты, способные отвердевать в заполняемых ими зазорах. Они способны выдерживать давления до 0,1...6 МПа и температуры до 60...150⁰С. Применение уплотняющих составов позволяет не только исключить попадание воздуха, но и уменьшить наружные утечки рабочей жидкости [4].

Для очистки масел от воды применяют такие методы, как вакуумирование, пропускание масла через слой адсорбента (анионит, силикагель и др.), отстаивание, центрифугирование.

Метод вакуумирования обводненного масла заключается в том, что при создании вакуума над свободной поверхностью масла в герметичной емкости, за счет более высокой испаряемости воды по сравнению испаряемостью масла, принципиально возможно удаление паров воды непосредственно через вакуумный насос. При небольшом содержании воды в масле воду можно удалить, пропуская масло через слой поглотителя (адсорбента). Разработана установка, позволяющая очистить масло от воды, газов и механических загрязнений и которую можно использовать как в стационарных условиях, так

и в качестве передвижной станции универсальной очистки масла. Схема ее представлена на рис. 4.10. [15]

Вакуумный насос *1* откачивает воздух из герметичной емкости *2*. Насос *3* подает обводненное масло через систему фильтров тонкой очистки *4* и через форсунку *5* в емкость. При этом пары воды и других легколетучих примесей, образующихся при разрежении, отводятся через вакуумный насос. Далее масло пропускается через слой адсорбента *6* и откачивается из емкости насосом *7*.

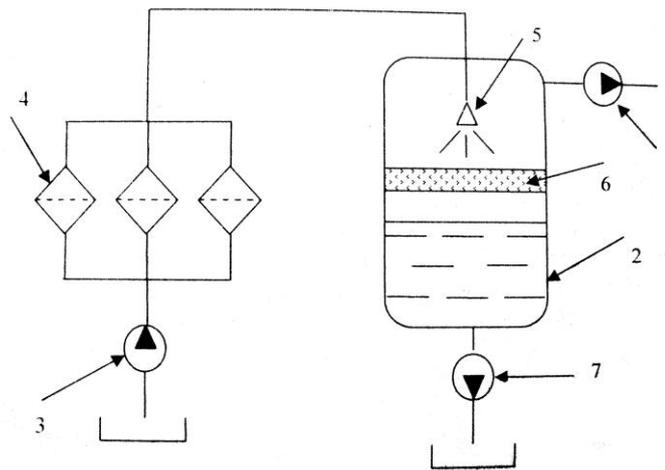


Рис. 4.10. Схема универсальной установки очистки масла

5. РАБОЧИЕ СРЕДЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

5.1. Основные свойства и характеристики газообразных рабочих сред

В пневматических системах рабочим телом в большинстве случаев является сжатый воздух. Примерный состав атмосферного воздуха при температуре 20°C и относительной влажности 70% по объему следующий:

- азот – 77%;
- кислород – 20,6%;
- аргон – 0,94%;
- углекислый газ – 0,03%;
- водяной пар – 1,43%.

Состояние воздуха характеризуется давлением, температурой, удельным объемом и плотностью, энтальпией и энтропией.

Давление. Атмосферное давление воздуха на уровне моря при температуре 0°C в среднем равно 760 мм рт. ст. С увеличением высоты над уровнем моря атмосферное давление уменьшается. Для упрощения вычислений в технике за меру давления принята техническая атмосфера, равная давлению силы $1 \text{ кгс/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} \approx 1 \text{ ат}$. В технических характеристиках и паспортах пневматических устройств и компрессоров указывается избыточное или манометрическое давление (ати). В расчетных формулах и уравнениях обычно применяют абсолютное давление (ата), которое равно манометрическому давлению плюс атмосферное (барометрическое). Если атмосферное давление на суше приблизительно равно 1 ат, то

$$p_{ата} = 1 + p_{ами} \quad (5.1.1)$$

Для перевода единиц метрической системы давления в международную (СИ) в единицы измерения, принятые в США и Великобритании приводится таблица 5.1.

Таблица 5.1

Система	Метрическая система						
СИ	кгс/см ²	ат	кгс/м ²	мм рт.ст.	мм вод.ст.	бар	м бар
Н/м ²	(техн.атм.)	(физич.атм.)					
(Па)	98066,5	101325	9,80665	9,8066	133,322	10 ⁵	100

Температура. Для измерения и обозначения температуры применяется шкала термодинамических (абсолютных) температур в градусах Кельвина; стоградусная шкала в °C относительных температур и шкала Фаренгейта в °F. Ниже приводятся переводные формулы:

$$t^{\circ}C = \frac{5}{9}(t^{\circ}F - 32), \quad (5.1.2)$$

$$t^{\circ}C = T - 273. \quad (5.1.3)$$

Удельный объем – это объем единицы массы газа:

$$v = \frac{V}{m}, [м^3 / кг] \quad (5.1.4)$$

При $p = 1$ атм и $t = 20^{\circ}C$ удельный объем воздуха $v_{возд} = 0,83 \frac{м^3}{кг}$.

Плотность – величина, обратная удельному объему:

$$\rho = \frac{m}{V}, [кг / м^3]. \quad (5.1.5)$$

При давлении, равном 760 мм рт. ст. и $t = 20^{\circ}C$ плотность воздуха составляет $\rho_{возд} = 1,207 \frac{кг}{м^3}$.

Зависимость изменения плотности воздуха от температуры и давления:

$$\rho = \frac{P}{RT}, \quad (5.1.6)$$

где p – давление воздуха, ата;

R – газовая постоянная.

Для влажного воздуха $R = 29,52 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{кг} \cdot \text{град}$; для сухого воздуха $R = 29,27 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{кг} \cdot \text{град}$.

Объемный вес:

$$\gamma = \rho g. \quad (5.1.7)$$

При нормальных условиях $\gamma_{\text{возд}} = 11,82, \text{ Н} / \text{м}^3$.

Энтальпия воздуха (теплосодержание воздуха при постоянном давлении) – это количество тепла, сообщенное 1 кг воздуха при постоянном давлении от 0°C до температуры процесса, при котором рассматривается энтальпия:

$$i = C_{pm} \cdot t \quad [\text{Дж/кг}], \quad [\text{ккал/кг}], \quad (5.1.8)$$

где C_{pm} – средняя массовая теплоемкость при постоянном давлении, $\text{Дж/кг} \cdot \text{град}$ [$\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$].

Практический интерес представляет изменение (приращение) энтальпии.

Энтропия – параметр, определяющий энергетическое состояние воздуха. Используется при исследовании процессов превращения тепловой энергии в механическую:

$$s = \frac{R}{k-1} \ln \left(\frac{p}{\rho^k} \right) + const \quad (5.1.9)$$

Значение константы несущественно, т.к. на практике имеют дело лишь с приращениями энтропии, а не с абсолютным ее значением. В уравнении (5.1.9) k – показатель степени адиабатного процесса.

Физические свойства воздуха

Вязкость – характеризует силы внутреннего трения, обусловленные внутримолекулярным состоянием. Динамический и кинематический коэффициенты вязкости связаны между собой соотношением:

$$\mu = \rho \cdot \nu. \quad (5.1.10)$$

Вязкость воздуха существенно зависит от температуры:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{0,75}, \quad (5.1.11)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости воздуха при температуре $T(^{\circ}K)$;

μ_0 – то же, при температуре 273 К.

При температуре $t = 20^{\circ}C$ $\mu_{\text{возд}} = 18,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

В диапазоне изменения давлений в пневмоприводах (до $p = 10 \text{ кгс}/\text{см}^2$) коэффициент вязкости несущественно зависит от давления, поэтому влиянием давления на вязкость пренебрегают.

Теплопроводность воздуха – характеризуется коэффициентом λ – это количество тепла, которое проходит за час через слой воздуха поверхностью 1 м^2 при падении температуры на $1^{\circ}C$ на 1 м глубины слоя. Размерность коэффициента теплопроводности – $\text{ат}/\text{м} \cdot \text{град}$. От температуры λ практически не зависит.

Теплоемкость (удельная) равна количеству тепла, которое необходимо сообщить единице количества воздуха при нормальных условиях, чтобы изменить его температуру на $1^{\circ}C$.

Различают теплоемкости:

молярную теплоемкость при постоянном объеме M_{C_v} и постоянном давлении M_{C_p} ;

массовую при постоянном объеме C_v и постоянном давлении C_p ;

объемную при постоянном объеме C_v' и постоянном давлении C_p' (при температуре от 0 до $100^{\circ}C$ $C_p' = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг} \cdot \text{K}$).

Соотношение теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме называется *показателем степени адиабатного процесса*:

$$k = \frac{M_{C_p}}{M_{C_v}} = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p'}{C_v'}. \quad (5.1.12)$$

Для воздуха и двухатомных газов $k \approx 1,4$.

Основные законы и уравнения

Пневмосистемы работают при давлении воздуха до 10 ати (реже – до 25 ати) и температуре от -40°C до $+60^{\circ}\text{C}$. Для этих условий уравнение состояния Клапейрона – Менделеева дает достаточную точность:

$$p = \rho RT. \quad (5.1.13)$$

Закон Бойля – Мариотта: при постоянной температуре ($T = \text{const}$)

$$pv = \text{const}. \quad (5.1.14)$$

Закон Гей-Люссака: при постоянном давлении ($p = \text{const}$)

$$v/T = \text{const}. \quad (5.1.15)$$

Закон Авогадро: при равных условиях (одинаковые давление и температура) в равных объемах любых газов содержится равное число молекул:

$$M_v = \text{const}. \quad (5.1.16)$$

Основное уравнение термодинамики. Подведенное извне тепло q расходуется на приращение внутренней энергии ΔU и на преобразование во внешнюю работу l :

$$q = \Delta U + A \cdot l, \quad (5.1.17)$$

где $A = \frac{1}{427} \text{ккал/кгс}\cdot\text{м}$ – тепловой эквивалент работы.

Для *изохорного процесса* справедливы следующие уравнения:

$$n = \infty; v = \text{const}; \Delta s = C_v \ln \frac{T_2}{T_1}; \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}; l = 0; q = \Delta u = C_v (T_2 - T_1). \quad (5.1.18)$$

Для *изобарного процесса:*

$$n = 0; p = \text{const}; \Delta s = C_p \ln \frac{T_2}{T_1}; \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}; l = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1); q = \Delta U + Al = C_p(T_2 - T_1). \quad (5.1.19)$$

Для *изотермического процесса:*

$$n = 1; pv = \text{const}; T = \text{const}; \frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}; l = p_1 v_1 \cdot 2,303 \lg \frac{p_1}{p_2}; q = l, [q = Al]. \quad (5.1.20)$$

Для *адиабатного процесса:*

$$n = k; pv^k = \text{const}; s = \text{const}; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; q = 0; \Delta U = -l, [\Delta U = -Al]. \quad (5.1.21)$$

Для политропного процесса:

$$n = 0 - \infty; pv^n = \text{const}; \Delta s = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_1}{p_2};$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}; l = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]; q = C_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1);$$

$$q = \Delta U + Al. \quad (5.1.22)$$

Уравнение неразрывности. В установившемся непрерывном потоке секундный объем воздуха $V, [m^3/c]$, проходящий в любом сечении канала $F, [m^2]$, остается неизменным и равен произведению площади поперечного сечения на скорость протекания w :

$$V = F \cdot w, m^3/c. \quad (5.1.23)$$

Уравнение Бернулли. Для любых сечений потока воздуха сохраняется равенство суммы напоров скоростного $w^2/2g$; пьезометрического $p/\rho g$, статического z и потерянтого на трение h_{mp} :

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 = \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 + h_{mp} g. \quad (5.1.24)$$

Скорость звука и число Маха.

Для воздуха скорость звука определяется как

$$a = \sqrt{kRT} \approx 20\sqrt{T}, m/c. \quad (5.1.25)$$

Отношение скорости движения воздуха w к местной скорости звука называется числом Маха:

$$M = \frac{w}{a}. \quad (5.1.26)$$

При $M < 1$ воздух протекает с дозвуковыми скоростями; при $M > 1$ – со сверхзвуковыми. При $M = 1$ параметры сжатого воздуха называются критическими.

5.2. Источники и виды загрязнения воздуха. Влияние загрязнений рабочей среды на работу пневмосистем

Компонентами загрязнения сжатого воздуха являются вода, компрессорное масло в жидком и парообразном состоянии, твердые загрязнения и газообразные загрязнения.

Вода попадает в сжатый воздух вместе с атмосферным воздухом в виде пара через компрессор; из-за негерметичности холодильников; из-за отсутствия заградительных козырьков на воздухозаборных устройствах в дождливую погоду.

Влагосодержание воздуха зависит от температуры и относительной влажности атмосферного воздуха. Способность сжатого воздуха удерживать пары воды уменьшается с понижением температуры и с повышением давления. При этом его относительная влажность возрастает, а после достижения состояния насыщения ($\varphi = 1$) происходит конденсация и появление воды в жидком состоянии (в виде конденсата). Температура, при которой это происходит, называется **точкой росы** (t_p). Часто точка росы указывается, как мера содержания в воздухе водяных паров. Максимальное возможное влагосодержание воздуха, г/кг:

$$a_n = 622 \frac{p_{н.н.}}{p - p_{н.н.}}, \quad (5.2.1)$$

где p – абсолютное давление сжатого воздуха;

$p_{н.н.}$ – парциальное давление (упругость) насыщенного водяного пара.

Источниками попадания *масла* являются: смазка компрессоров и пневмоустройств; масляные фильтры на линии всасывания компрессоров; пары и распыленное масло в окружающем воздухе. Маслосодержание воздуха с парами масла можно определить как

$$a_n' = \frac{R}{R_M} \frac{p'_{н.н.}}{p - p'_{н.н.}} \quad (5.2.2)$$

R и R_M – газовые постоянные паров воздуха и масла;

$p'_{н.н.}$ – парциальное давление насыщенного масляного пара.

Основной причиной попадания масла в пневмосистему является вынос в линию нагнетания смазки компрессоров. Высокая температура в поршневом пространстве компрессоров приводит к термическому разложению масла и осаждению нагара и лакообразной пленки на внутренних полостях пневмопривода.

Наличие *твердых загрязнений* в сжатом воздухе зависит от загрязненности воздушного бассейна в зоне всасывания компрессора и от состояния трубопроводов. Эти загрязнения на 95% состоят из ржавчины и окалины. При монтаже в трубопроводы попадают частицы уплотнений и промышленная пыль. Кроме того, в сжатый воздух попадают продукты износа поршневых колец компрессоров и пар трения устройств. При неправильной подготовке внутренних полостей пневмоустройств в сжатый воздух попадают также стружка, притирочные материалы и абразивы.

Вместе с атмосферным воздухом в пневмосистемы попадают дымовые газы от сжигания топлива; газы, образующиеся при химических реакциях; пары кислот, щелочей, растворителей. Наиболее часто в сжатом воздухе содержится сернистый газ SO_2 , который при соединении с конденсатом образует серную кислоту и сернистый ангидрид; они вместе с другими парами кислот, щелочей и озоном разрушают поверхности устройств и уплотнений.

Воздействие загрязнений. При наличии загрязнений в рабочей среде пневмосистемы снижается ее надежность и долговечность, нарушаются технологические процессы. Износ устройств увеличивается в 2 – 7 раз. Отказы, связанные с загрязнениями сжатого воздуха, составляют 80%. Загрязнения вызывают следующие воздействия:

- физическое воздействие: закупорка отверстий сопел влагой, льдом, твердыми частицами; смывание смазки; повреждение рабочих поверхностей;
- химическое воздействие: коррозия, разрушение покрытий и резиновых деталей;
- электролитическое воздействие происходит, если детали сделаны из разных материалов. В этом случае они являются электродами, а кислоты и

щелочи – электролитами. В результате электролитических воздействий происходит разрушение поверхностей.

5.3. Классы загрязненности сжатого воздуха. Требования, предъявляемые к чистоте сжатого воздуха для пневмосистем

Стандартом СЭВ 1704-79 по составу и содержанию посторонних примесей установлены 15 классов загрязненности сжатого воздуха для пневмосистем, работающих при давлении до 2,5 МПа (табл.5.2).

Таблица 5.2

Классы загрязненности сжатого воздуха

Класс загрязнённости	Размер твёрдой частицы, мкм, не более	Содержание примесей, мг/м ³ , не более		
		Твёрдые частицы	Вода (в жидком состоянии)	Масло (в жидком состоянии)
0	0,5	0,001	Не допускается	
1	5	1	Не допускается	
2			500	Не допускается
3	10	2	Не допускается	
4			800	16
5	25	2	Не допускается	
6			800	16
7	40	4	Не допускается	
8			800	16
9	80	4	Не допускается	
10			800	16
11	Не регламентируется	12,5	Не допускается	
12			3200	25
13		25	Не допускается	
14			10000	100

Желательным было бы полное удаление загрязнений сжатого воздуха. Однако определенное количество загрязнений не сказывается на работе пневмосистемы. Поэтому полная очистка, связанная с экономическими затратами, нецелесообразна. Требования к очистке зависят от конструктивного исполнения и материала элементов, размеров и точности, величины зазоров и

отверстий; от требований к надежности и долговечности, от эксплуатационных условий и характера воздействий загрязнений. Установлено, что интенсивность износа тем выше, чем выше твердость частиц, а увеличение твердости и пористости пар трения повышают износостойкость.

Абразивный износ и заклинивание могут быть значительно снижены, если размер твердых частиц составляет не более $\frac{3}{4}$ величины минимального зазора.

Степень осушки сжатого воздуха зависит от чувствительности конкретных устройств к содержанию влаги. К группе устройств, для которых не требуется строгая регламентация по влаге, относятся коммуникации систем, емкости, оборудование силовых приводов мембранного типа и сильфонные устройства, имеющие антикоррозийное покрытие и в которых трущиеся поверхности не контактируют с воздухом. Ограничивается содержание влаги для пневмосистем автоматизации производства (цилиндров, моторов и аппаратуры); систем управления автоматическими линиями станков; систем, работающих при отрицательных температурах окружающей среды.

На выбор степени осушки существенное влияние оказывает изменение термодинамических параметров. Например, в дроссельных элементах из-за значительного расширения на выходе температура резко падает, что может привести к конденсации влаги. Для определения термодинамических параметров воздуха можно использовать политропный или адиабатный процессы, в зависимости от условий термодинамической системы. Например, для цилиндров и пневмомоторов минимальную температуру воздуха в выхлопной полости можно определить как

$$T_g = T_m \left(\frac{p_g}{p_m} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (5.3.1)$$

где p_g – абсолютное давление в выхлопной полости.

Существуют также специальные графики $T = f(p,n)$, определяющие температуру в полости расширения или выхлопа.

Требуемые классы загрязненности сжатого воздуха для конкретных пневматических систем, устройств и технологических операций приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3

Требования к чистоте сжатого воздуха

Пневматические системы, устройства и технологические операции, выполняемые сжатым воздухом	Класс загрязненности сжатого воздуха (ГОСТ 17433-80)	
	При высоких требованиях к надежности	При обычных требованиях к надежности
1	2	3
Пневматические устройства для измерения линейных размеров	0	
Пневматические приборы и средства автоматики ГПС: – приборы и устройства для получения, передачи, преобразования, хранения и обработки информации; – исполнительные устройства	0, 1, 2, 3, 4 5, 6	7, 8
Струйные устройства: – элементы системы «Волга» с увеличенным сечением каналов и связанные с ними входные устройства; – элементы с нормальным и малым сечениями каналов и связанные с ними входные устройства; – выходные устройства и не связанные со струйными элементами входные устройства	1, 3 0, 1 5, 7	2, 3, 5 1, 3, 5 7, 8, 9
Пневмотранспорт и перемешивание продуктов питания, лекарственных препаратов, напитков	0	
Подача воздуха для дыхания, в стерильные боксы и камеры в медицине	0	
Газовая смазка подшипников и направляющих станков и приборов	0, 1, 3	2, 3, 5
Пневоаппаратура высокого давления: – с дроссельными отверстиями – без дроссельных отверстий Поршневые, шиберные, винтовые, шестеренные, пластинчатые, турбинные пневмодвигатели и пневмоинструменты	3, 5, 7	5 – 8
	5, 7, 9	6 – 10
	5, 7, 9	6 – 10
Мембранные, сильфонные, камерные, шланговые цилиндры	8 – 10	

1	2	3
Высокоскоростные пневмомоторы (свыше 60000 об/мин)		1, 2, 3
Перемешивание электролитов, распыление лаков, красок		1, 2, 3
Очистка сосудов для пищевых продуктов и лекарств, электронных аппаратов и мед. оборудования		0
Продувание после промывки деталей и устройств моющими средствами, соответствующими ГОСТ – 17216-71: – классами 00-9 – классами 10 - 17		1 – 8 8 – 10

5.4. Блок подготовки сжатого воздуха. Типовые схемы подготовки воздуха для пневмосистем нормального, высокого и низкого давления

Блок подготовки сжатого воздуха представляет собой совокупность устройств, предназначенных для отделения твердых загрязнений и влаги; поддержания рабочего давления независимо от колебаний в пневмосети и внесения смазки в поток сжатого воздуха. На рис.5.1 представлена типовая схема блока подготовки сжатого воздуха.

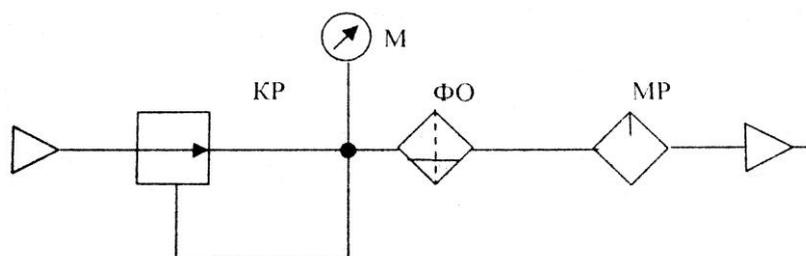


Рис. 5.1. Типовой блок подготовки сжатого воздуха: 1 – редукционный клапан (КР); 2 – манометр (М); 3 – фильтр-влагоотделитель (ФО); 4 – маслораспылитель (МР)

Кроме того, блоки подготовки воздуха могут содержать: вентили, вентили с обратным клапаном (ВО), клапаны выпускные (КВ), клапаны предохранительные (КП), осушители (О), фильтры осушители (ФО) и фильтры тонкой очистки (ФТ). Фильтры предназначены для очистки воздуха от за-

грязнений. Фильтр-влагоотделитель предназначен для отделения твердых загрязнений и влаги. Маслораспылитель – для внесения смазочного материала в поток сжатого воздуха.

При работе пневмосистем на нормальных и высоких давлениях быстрое расширение воздуха в момент истечения из сопл вызывает его резкое охлаждение и приводит к выделению влаги и обмерзанию сопл. Поэтому в системе подготовки воздуха предусматривают устройство для его осушки – *дегидратор*. С другой стороны, быстрое сжатие воздуха в поршневых приводах вызывает резкое повышение его температуры и может привести к вспышке паров масла.

Пневмосистемы низкого давления в значительно меньшей степени зависят от этих факторов.

С целью уменьшения потерь (в ламинарных режимах) вместо воздуха можно использовать другие газы с меньшей вязкостью, например, *гелий*. Быстродействие струйных пневмоэлементов на гелии в несколько раз выше, чем на воздухе. Иногда в пневмосистемах используют *водород* – в нем больше скорость звука.

В пневматических системах *нормальный диапазон* давлений составляет 0,118...0,175 МПа; *высокий диапазон* – 0,4...0,98 МПа; *низкий диапазон* – 0,0012...0,005 МПа. Высокий диапазон используется для питания поршневых и мембранных исполнительных устройств (двигатели). Нормальный диапазон применяется для питания мембранных управляющих и регулирующих приборов. Низкий диапазон – для питания струйных устройств и мембранных вычислительных приборов низкого давления.

На рис. 5.2 приведена типовая схема подготовки воздуха для пневматических систем нормального и высокого давления.

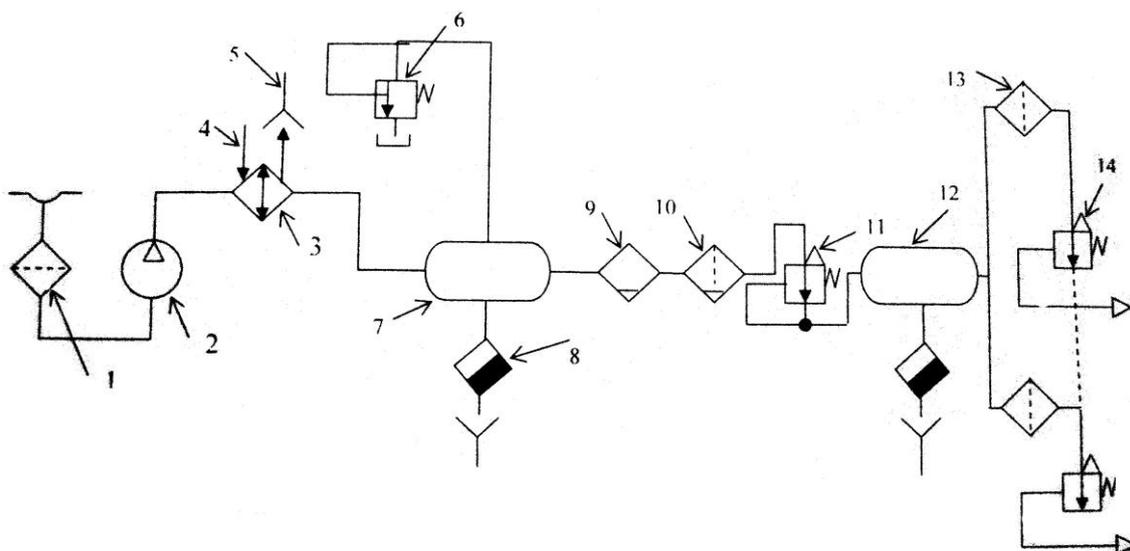


Рис. 5.2. Схема подготовки воздуха для пневмосистем нормального и высокого давления

1 – фильтр от пыли; 2 – компрессор; 4 – водяной холодильник (вода поступает по линии 5 и сбрасывается в канализационную систему 6). Холодильник служит для конденсации водяных и масляных паров, содержащихся в воздухе. Влажность воздуха после холодильника уменьшается на 70-80%. 8 – ресивер (предназначен для аккумуляирования запасов сжатого воздуха и сглаживания пульсаций давления); 7 – предохранительный клапан для ограничения максимального давления в ресивере. Наличие ресивера позволяет периодически отключать компрессор. Питание системы тогда происходит от ресивера. В ресивере также конденсируются вода и масло; их удаляют с помощью вентиля 9, управляемого автоматической системой. 10 – маслоотделитель. В нем происходит очистка от паров масла. 11 – дегидратор силикагелевый для глубокой осушки воздуха. На выходе из дегидратора воздух можно использовать для питания пневмосистем, работающих при отрицательных температурах. 12 – регулятор давления. Он поддерживает заданное давление. При отсутствии дегидратора воздух идет в ресивер 13 и далее через распределительную гребенку, проходя через фильтры 14 и редукторы 15 в пневматическую систему.

В схемах подготовки воздуха предусматриваются также *глушители*, принцип действия которых основан на максимальном уменьшении в них ско-

рости воздуха. Резкое уменьшение скорости воздуха приводит к понижению его температуры и, следовательно, к конденсации паров воды и масла. Поэтому воздух после глушителя содержит меньше паров воды и масла. В блок подготовки воздуха включают также маслораспылитель для смазки пар трения.

На рис. 5.3 показана схема подготовки воздуха для систем низкого давления, например, для питания систем струйной автоматики от сети высокого давления.

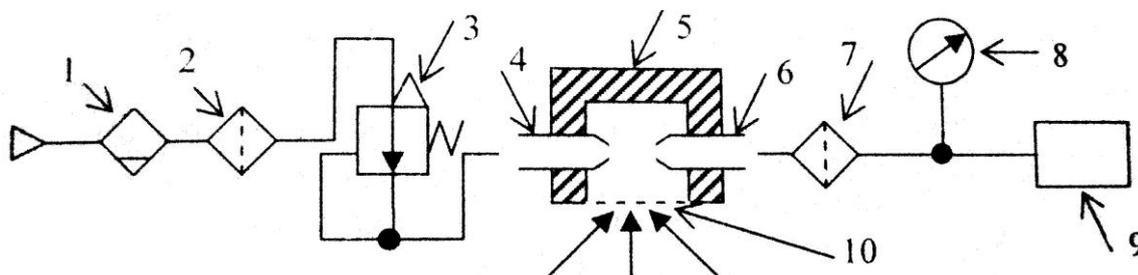


Рис. 5.3. Схема подготовки воздуха для систем низкого давления

Из линии высокого давления воздух через маслоотделитель 1, фильтр 2 проходит в редуктор 3, который понижает давление и поддерживает на своем выходе его постоянную величину в соответствии с настройкой. Выход редуктора 3 подключен к питающему соплу 4 эжектора, содержащего питающее 4 и приемное 6 сопла, корпус 5 и фильтр 10. Через фильтр 10 подсасывается атмосферный воздух, что увеличивает расход воздуха. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 7 и поступает к устройствам 9 струйной пневмоавтоматики. Манометр 8 контролирует давление питания, а также настройку редуктора 3. Для питания струйных устройств пневмоавтоматики можно использовать маломощные вентиляторы электропылесосов (2 кПа). На рис. 5.4 приведена схема подобной пневмосистемы, работающей по замкнутому циклу.

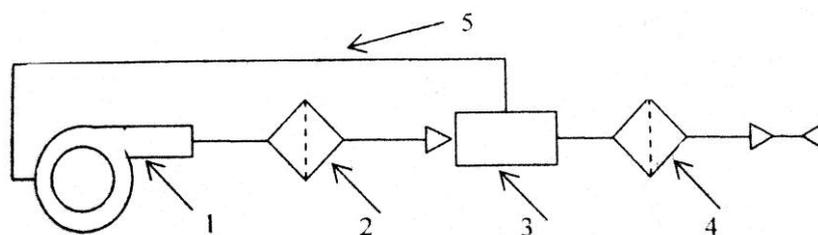


Рис. 5.4. Блок подготовки воздуха от вентилятора

От вентилятора пылесоса *1* воздух через фильтр *2* поступает к блоку *3* пневмоэлементов, размещенных в герметическом кожухе. Внутренняя полость кожуха сообщается с атмосферой через фильтр *4*. Из кожуха воздух по трубопроводу *5* поступает на всасывающий вход вентилятора *1*, замыкая контур циркуляции.

5.5. Выбор устройств очистки сжатого воздуха для обеспечения требуемого класса чистоты

Очистные устройства необходимы на трех участках пневматической сети: на компрессорной станции, на магистральных воздухопроводах и у потребителя. Определяющим фактором при выборе места установки, конструкции, размера и количества очистных устройств является характер процесса конденсации и накопления влаги при движении воздуха в трубах. Понижение температуры воздуха происходит при прохождении воздуха по длинным участкам трубопровода, расположенных вне помещений, а также на участках после литейных, термических и других цехов. Обычно в *магистральных трубопроводах* устанавливают очистные устройства инерционного типа (водосборники), т.к. применение устройств фильтрующего типа приводит к увеличению потерь давления. Водосборники устанавливают в низких местах и коленах трубопроводов перед магистральными влагоотделителями.

На *компрессорных станциях*, если на них проводится очистка воздуха с использованием адсорбента и с помощью холодильника, то надобность в установке водосборников и влагоотделителей отпадает. После ресивера (воз-

духосборника) воздух имеет 12 класс загрязненности. При отсутствии очистных устройств в пневмолиниях загрязненность воздуха соответствует 12 – 14 классу. На входе в цехи и участки устанавливают фильтры-влажнители типа 1 (ГОСТ 17437-81), обеспечивающие 10-12 класс (Φ_m). У потребителей устанавливают очистные устройства в зависимости от требований к степени очистки.

Фильтры-влажнители типа 2 (тонкость фильтрации 10, 25, 40 и 80 мкм) обеспечивают соответственно 4, 5, 8 и 10 класс (Φ_{10} , Φ_{25} , Φ_{40} и Φ_{80}). Класс загрязненности 2 требует установки фильтра Φ_5 (5 мкм). Нулевой и 1 классы обеспечивают применением фильтра-влажнителя типа 3 (контактного действия) и осушителя. В качестве осушителей применяются следующие адсорбенты: активированный уголь, активная окись алюминия, силикагель и др. Низкий класс загрязненности выбирают, когда отказ может привести к несчастному случаю, аварии, большим экономическим затратам. Нечетные классы, не допускающие содержания воды и масла, удовлетворяющие обычным требованиям к надежности, применяются для пневмосистем, работающих при отрицательных температурах окружающей среды, при опасности обледенения.

Класс 0 применяется в медицине (воздух для дыхания), в пищевой промышленности, в устройствах для измерения линейных размеров. Классы 0, 1, 2, 3, 4 применяются в приборах и автоматике, струйной технике, при газовой смазке станков. Классы 5, 6, 7, 8 применяются в исполнительных устройствах, в пневмоаппаратуре высокого давления. Классы 5 – 10 используются в пневмодвигателях роторного типа, а классы 8 – 10 – в пневмоцилиндрах [17].

5.6. Принципиальные схемы смазочных систем пневмопривода

Смазывание элементов пневмопривода и различных устройств, узлов и механизмов, например, подшипников электрошпинделя, производится распылением жидкого смазочного материала в потоке сжатого воздуха по схеме, показанной на рис. 5.5 [2].

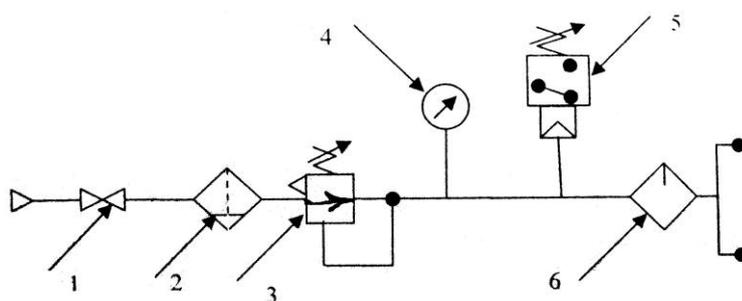


Рис.5.5. Схема смазочной системы с аэрозольной подачей смазочного материала

Смазочная система включает в себя вентиль 1, фильтр-влагоотделитель 2, редукционный клапан 3, манометр 4, реле давления 5 и маслораспылитель 6. При открытии вентиля 1 сжатый воздух из пневмосети поступает в фильтр-влагоотделитель 2, в котором происходит его очистка от разных загрязнений. После фильтра-влагоотделителя очищенный поток сжатого воздуха, проходя через редукционный клапан 3, поступает в маслораспылитель 6; в этом устройстве сжатый воздух обогащается жидким смазочным материалом и в виде аэрозоли поступает к потребителям. Для равномерного поступления смазочного материала давление сжатого воздуха стабилизируется редукционным клапаном 3. Контроль давления в пневмосистеме визуальный (по показаниям манометра 4) и автоматический, при помощи реле давления 5, которое выдает сигнал на включение смазываемого устройства, например, электрошпинделя. В последнее время смазочные системы с аэрозольной подачей смазочного материала из-за некоторых недостатков заменяются системами с подачей микродоз смазочного материала в виде текущей пленки, транспортируемой сжатым воздухом. Такая система подачи смазочного материала показана на рис. 5.6 [2].

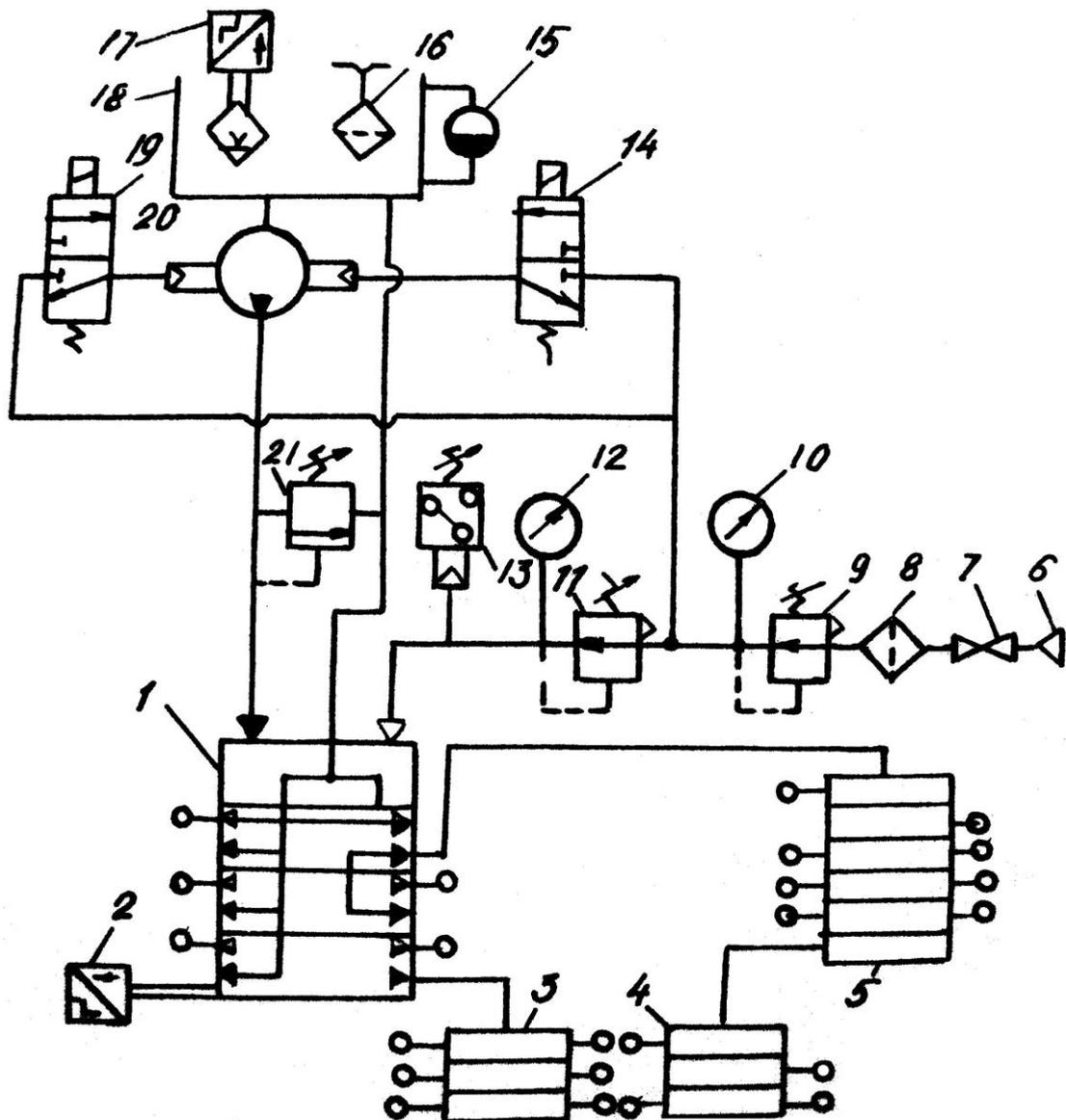


Рис. 5.6. Схема смазочной системы с подачей микродоз смазочного материала в виде текущей пленки, транспортируемой сжатым воздухом

Смазочная система (см. рис. 5.6) содержит смазочный питатель 1 с бесконтактным включателем 2 для контролирования работы системы. Этот питатель обслуживает точки, требующие микроподачи смазочного материала, а также точки с микроподачей смазочного материала к парам трения через подключение к питателю 1 последовательных питателей 3, 4 и 5. Питание питателя 1 сжатым воздухом осуществляется пневматической частью смазочной системы, а жидким смазочным материалом – гидравлической частью.

Пневмосистема включает в себя вход 6, сообщенный с пневмосетью, вентиль 7, фильтр-влагоотделитель 8, два редуционных клапана 9 и 11, два манометра 10 и 12 и реле давления 13. Гидросистема питателя 1 содержит гидронасос 20 с пневмоприводом, управляемый распределителями 14 и 19, указатель уровня 15, заливной фильтр 16, реле контроля уровня 17, гидробак 18 и предохранительный клапан 21.

Смазочная система работает следующим образом. Сжатый воздух из пневмосети через вход 6 и открытый вентиль 7 в фильтр-влагоотделитель 8. Очищенный поток воздуха после фильтр-влагоотделителя поступает в редуционный клапан 9. За этим клапаном часть потока сжатого воздуха поступает в пневмопривод управления насосом 20, а другая часть потока – через редуционный клапан 11 на вход питателя 1. Редуционный клапан 9 служит для стабилизации давления сжатого воздуха, поступающего через включенные распределители 14 и 19 в пневмопривод насоса 20. Давление сжатого воздуха, поступающего на вход питателя 1, устанавливается редуционным клапаном 11. Контроль давления в пневмосистеме визуальный по показаниям манометров 10, 12 и автоматический – с помощью реле 13.

При включенном насосе 20 жидкий смазочный материал поступает из бака 18 на вход питателя 1. Недостаточный уровень смазочного материала в баке 18 контролируется с помощью реле уровня 17. Предохранительный клапан 21 предназначен для предохранения гидросистемы от перегрузки.

На рис.5.7 приведена схема, в которой для смазывания деталей, узлов и механизмов применяется централизованная импульсная смазочная система.

Схема содержит смазочную станцию 1, распределитель 7, один выход которого соединен с ветвью системы питателей 4, 5, 6, а другой – с ветвью системы питателей 8, 9, 13 и, через делитель частоты 11, с питателями 12, 14, 16. В каждой из этих ветвей установлены реле давления 3 и 10. Слив смазочного материала в станцию осуществляется через предохранительный клапан 2. В напорной гидролинии на входе смазочной станции установлен манометр 15.

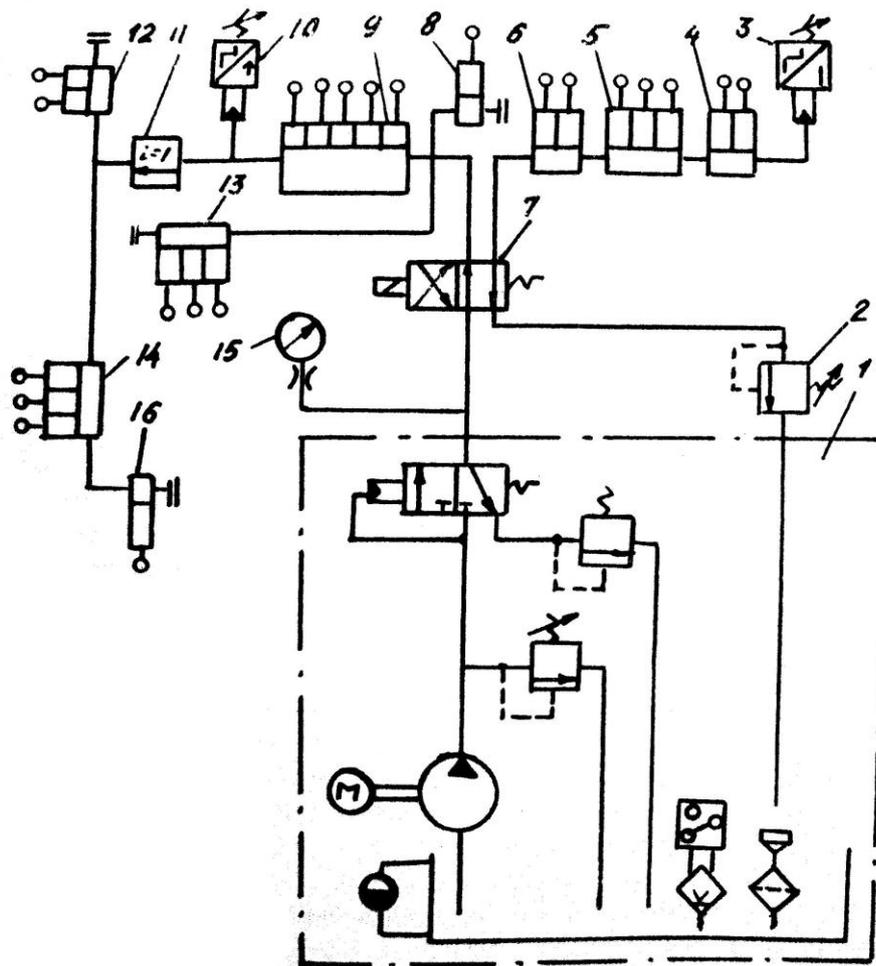


Рис.5.7. Схема централизованной импульсной смазочной системы

Централизованная импульсная смазочная система работает следующим образом. При включении электродвигателя насоса смазочной станции 1 жидкий смазочный материал с помощью распределителя 7 поступает в левую ветвь системы питателей, в результате чего срабатывают питатели 8, 9, 13, а через число циклов, установленное делителем частоты 11, питатели 12, 14, 16. Питатели правой ветви 4, 5, 6 срабатывают при одновременном включении электродвигателя насоса станции 1 и электромагнита распределителя 7. Отключение привода насоса или привода насоса и электромагнита распределителя 7 происходит по сигналу реле давления соответственно 10 или 3. Контроль над давлением в гидросистеме осуществляется визуально по показаниям манометра 15 [2].

При выборе смазочных устройств необходимо учитывать тип, количество, расположение и режимы работы пневматических устройств в пневмосистеме; требования к надежности и периодичности обслуживания пневмосистемы, к расходу смазочного материала; технические характеристики и стоимость смазочных устройств. Наиболее универсальными смазочными устройствами являются смазочные питатели. Преимущественно они используются в пневмосистемах с малой величиной хода подвижных деталей, при резко отличающемся потреблении сжатого воздуха различными устройствами, при наличии большого количества смазываемых устройств, при значительной протяженности пневмолинии от распределителя к смазываемому устройству. Питатели централизованной смазочной системы незаменимы для систем с высокой цикличностью. Маслораспределители, хотя и широко используются для всех пневмоустройств общепромышленного назначения, но не во всех случаях, характерных для смазочных питателей, обеспечивают надежное смазывание. Из жидких смазочных материалов наибольшее применение получили минеральные масла, а из пластичных – ЦИАТИМ-201, 221. Смазочные системы с жидким смазочным материалом позволяют получить низкий коэффициент трения; работоспособны в условиях высоких угловых и линейных скоростей перемещения трущихся поверхностей. Кроме того, они оказывают охлаждающее воздействие, обеспечивают непрерывную подачу свежего потока жидкости, но имеют относительно большой расход смазочного материала и нарушают экологию окружающей среды в результате выброса в нее масляных аэрозолей.

Смазочные системы с пластичным материалом применяются в условиях работы трущихся поверхностей при высоких температурах, вибрациях и нагрузках. Однако они имеют высокий коэффициент трения и ограниченность применения при низких температурах. Для улучшения эксплуатационных свойств жидких смазочных материалов (масел) применяют специальные присадки:

- *антифрикционные* – для уменьшения сил трения;
- *противоизносные* – для уменьшения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей;
- *противозадирные* – для предотвращения процесса заедания поверхностей; – *вязкостные* – для улучшения вязкостно-температурных характеристик масел;
- *противоокислительные* – для замедления окисления масла кислородом воздуха;
- *антикоррозионные* – для уменьшения коррозионного действия масел на металлы;
- *противопенные* – для предотвращения вспенивания масел;
- *многофункциональные* – для улучшения одновременно нескольких свойств масел.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кондаков Л.А.* Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1982. – 215 с.
2. *Дудкин В.Т.* Вспомогательные элементы объемных гидравлических и пневматических приводов: учеб. пособие. / В.Т. Дудкин, И.И. Мосин.– Набережные Челны, 1996, 140 с.
3. *Харчук С. И.* Влияние эксплуатационных свойств рабочей жидкости на ресурсные показатели гидромашин: учеб. пособие / С.И. Харчук, О.П. Бударова.– Казань: Изд-во Казан. ун-та, 2015.– 246 с.
4. *Голубев В.И.* Монтаж, испытания и эксплуатация гидроприводов: учеб. пособие. – М.: Изд-во МЭИ, 2000.– 131 с.
5. *Каверзин С.В.* Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин. – Красноярск: ОФСЕТ, 1997. – 382 с.
6. Машиностроительный гидропривод / Л.А.Кондаков [и др]; под ред. В.Н.Прокофьева. –М.: Машиностроение, 1978. –495 с.
7. *Рокшевский В.А.* Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем: обзор. / В.А. Рокшевский [и др]. – М.: НИИМаш, 1981. –58 с.
8. *Бударова О.П.* Разработка математической модели гидроэрозионного изнашивания поршневых пар гидравлических машин. Ч. 1 / О.П. Бударова, С.В. Болдырев // Трение и износ. – 2014. – Т. 35. – № 5. – С. 630-637.
9. *Бударова О.П.* Разработка математической модели гидроэрозионного изнашивания поршневых пар гидравлических машин. Ч. 2 / О.П. Бударова, С.В. Болдырев // Трение и износ. – 2014. – Т. 35. – №6. – С. 630-638.
10. *Бударова О.П.* Математическое моделирование гидроэрозионного изнашивания рабочих поверхностей гидравлических машин / О.П. Бударова, С.В. Болдырев // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 6. – С. 9-14.
11. *Бударова, О.П.* Методика расчета гидроэрозионного изнашивания пар трения аксиально-поршневых насосов при наличии воды и воздуха в рабочей среде / О.П. Бударова, С.В. Болдырев // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – № 9. – С. 10-14.

12. *Сырицын Т.А.* Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1990. – 247 с.
13. *Барышев В.И.* Надежность и диагностика гидропривода: учеб. пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. –154 с.
14. *Свешников В.К.* Станочные гидроприводы: справочник. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 448 с.
15. *Бударова О.П.* Вспомогательные гидроагрегаты и очистка рабочих сред гидро- и пневмосистем: метод. указания к практ. занятиям по курсу «Рабочие жидкости и газы гидро- и пневмосистем», к курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности 121100. – Набережные Челны: КамПИ, 2004. – 73 с.
16. *Бударова О.П.* Исследование кавитационного износа объемных гидромашин при комплексном загрязнении рабочей жидкости // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. – СПб: СПГТУ, 2003.
17. *Герц Е.А.* Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / Е.А. Герц [и др]; под ред. Е.А. Герц. – М.: Машиностроение, 1981. – 408с.
18. Элементы и устройства пневмоавтоматики высокого давления: каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1986. – 160с.
19. Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции: каталог. – М.: Машиностроение, 1992. – 232с.
20. *Папок К.К.* Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям: химмотологический словарь. –4-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1975. – 391 с.
21. *Budarova O.P., Boldyrev S.V.* Development of a mathematical model of the hydroerosive wear of the piston couple in hydraulic machines: Part 1. Journal of Friction and Wear, 2014, Vol. 35, No. 5, pp. 434-438.
22. *Budarova O.P., Boldyrev S.V.* Development of a mathematical model of the hydroerosive wear of the piston couple in hydraulic machines: Part 2. Journal of Friction and Wear, 2014, Vol. 35, No. 6, pp. 520-524.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Основные эксплуатационные свойства индустриальных масел с присадками

Показатели	Масла									
	ИГП	ИГПс	ИГНСп	ИНСп	ИСП, ИСПи	ИРп	ИЦп-20	И-100Р(с)	ИЦп-40	ИТП
Кинематическая вязкость при 50 °С, мм ² /с	2,2–190	16,5–40,0	19,0–42,0	36,0–120,0	23,7–118,5	36,0–140,0	15–20 при 100 °С	90–110 при 40 °С	40–45 при 100 °С	200–620
Температура, °С:										
Вспышки	90–240	180–210	170–210	190–200	190–210	190–210	240	200	250	200–275
Застывания	–8 ÷ –15	–8	–15	–15 ÷ –20	–10	–10	–10	–15	–10	–10 ÷ –5
Стабильность против окисления по ГОСТ 18136-72 (120 °С, 75 ч, 5л/ч воздуха):										
Прирост кислотного числа, мг КОН/г	0,2	0,2	0,2	3,3	0,1	0,2	–	–	–	0,4
Осадок, мас. доля, %	Отсут - ствует	Отсут - ствует	Отсут - ствует	0,2	Отсут - ствует	0,1	–	–	–	0,1
Изменение кислотного числа, мг КОН/г по СТ СЭВ 2387-80 (95 °С, 1000 ч, 5л/ч кислорода, медь железо вода)	0,5	–	0,2	2,3	2,5	3,0	–	–	–	3,0
Смазывающие свойства (ГОСТ 9490-75):										
Индекс задира I_z	23–24	25	27–31	28–36	44–49	40–50	–	42	–	55
Нагрузка сваривания							–	2370	–	

P_c , Н	1100– 1770	1380	2240	1780– 2240	2450– 2770	3150– 3550				3760
Диаметр пятна износа, мм (196 Н, 1 ч)	0,40– 0,45	0,40– 0,45	0,40– 0,45	0,92–0,99	0,45– 0,50	0,7– 0,9	0,90	0,55	0,50	0,7
Противоскачковые свойства f_{cm} / f_k (по ASTM D -2877- 70)	Скачки	Скачки	0,70 – 0,73	0,70– 0,71	Скачки	–	–	–	–	–

Примечание : 1. Для большинства промышленных масел предусмотрена оценка защитных свойств по ГОСТ 2917-76 по коррозии меди (100⁰С, 3ч) и по ГОСТ 19199-73-по коррозии стали (60⁰С, 24 ч, в воде). По обоим показателям должно полностью отсутствовать коррозионное поражение металлов. 2. f_{cm} / f_k - отношение статического коэффициента трения к кинематическому. 3. в табл. 34 приведены ранее принятые обозначения масел.

Ассортимент и взаимозаменяемость отечественных масел для промышленного оборудования с маслами ведущих зарубежных фирм

Масла отечественного производства	Класс вязкости ISO-3448	Масла зарубежных фирм			
		Shell	Mobil	BP	ESSO
И – 5А	7	-	Velocite 4	Energol CS10	-
И – 8А	10	Vitrea 10	Velocite 4	Energol CS10	-
И – 12А	22	Vitrea 22	Velocite 4	Energol CS22	Nuray 22
И – 20А	32	Vitrea 32	-	Energol CS32	Nuray 32
И-30А	46	Vitrea 46 Carnea 46	- -	Energol CS46 Energol CS46	Nuray 46 Nuray 46
И-40А	68	Vitrea 68 Carnea 68	- -	Energol CS68 Energol CS68	Nuray68 Nuray68
И-50А	68	Vitrea 68 Carnea 68	- -	Energol CS68 Energol CS68	Nuray68 Nuray68
ИГП-2	3	-	Velocite 3	Energol HP0	Nuto H5
ИГП-4	5	Tellus R10 Tellus C5	Velocite 4	Energol HP1	Nuto H5
ИГП-6	10	Tellus R10 Tellus C10	Velocite 6 DTE 21 Velocite E	Energol HP10	Spinesso 10 Nuto H10
ИГП-8	10	Tellus R10 Tellus C10 Tellus 10	DTE 21 Velocite E Velocite S Velocite B	Energol HLP15 Energol SHF15	Nuto H15 Spinesso 10
ИГП-14	22	Tellus 22 Tellus R22 Tellus C22 Tellus S22	Velocite 10 Velocite D DTE 11	Energol SHP22 Energol HLP22	Spinesso 22 Nuto H22
ИГП-18	32	Tellus 32 Tellus R32 Tellus S32 Tellus S22	DTE 13 DTE 24 Velocite 12 DTE Light Vactra Light	Energol HLP32 Energol SHF32 Energol HP32 En- ergol THB32	Nuto H32 Teresso 32 Esstic 32
ИГП-30	46	Tellus 46 Tellus R46 Tellus S46 Tellus C46	DTE 15 DTE 25 DTE Medium	Energol SHF46 Energol HP46 Energol HLP46 Energol THB46 Energol EM46	Esstic 46 Teresso 46 Nuto H46
ИГП-38	68	Tellus 68 Tellus R68 Tellus C68	DTE 16 DTE 26 DTE Heavy Medium Vactra Heavy Medium	Energol HP68 Energol HLP68 Energol THB68 Energol EM68	Esstic 68 Teresso 68 Nuto H68

ИПП-49	100	Tellus 100 Tellus R100 Tellus S100 Tellus C100	DTE Heavy Vactra Heavy DTE 19 DTE 28	Energol HP100 Energol HLP100 Energol THB100 Energol EM100	Esstic 100 Teresso 100
ИПП-72	100	Tellus 100 Tellus R100 Tellus S100	DTE 19 DTE 28 Vactra Heavy	Energol HP100	Teresso 100
ИПП-91	150	Tellus C150	Vactra Extra Heavy	Energol HP150	Teresso 150
ИПП-114	220	Tellus C220	DTE BB DTE 105B Vactra BB	Energol HLP220	Teresso 220
ИПП-152	320	Tellus C320	DTE AA DTE 105A	Energol HLP320	Teresso 320
ИПП-182	320	Tellus C320	DTE AA	Energol HLP320	Teresso 320
ИГСП-18	32	Tonna T32 Tegula 32	Vacuoline 1405	-	Febis K32
ИГСП-38	68	Tonna T68	Vacuoline 1409	-	Febis K68
ИГНСП-20	32	Tonna T32	Vacuoline 1405	-	Febis K32
ИГНСП-40	68	Tonna T68	Vacuoline 1409	-	Febis K68
ИНСП-40	68	Tonna T68	Vactra 2 Vacuoline 1409	Maccurat 68	Febis K68 Millcot K68
ИНСП-65	100	Tonna R100	Vactra 3	Maccurat 100	-
ИНСП-110	220	Tonna T220	Vactra 4	Maccurat 220 Energol HP600	Febis K220 Millcot K220
ИСП-25	32	Macoma R32 Tonna T32	Vactra 1	Maccurat 32	Febis K32
ИСП-40	68	Macoma R68 Omala 68	Mobilgear R626	Energol GR-XP68	Spartan EP 68
ИСП-65	100	Macoma R100 Omala220	Mobilgear R627	Energol GR-XP100	Spartan EP 100
ИСП-110	220	Macoma R220 Omala 220	Mobilgear R630	Energol GR-XP220	Spartan EP 220
ИРП-40	68	Macoma R68 Omala 68	Mobilgear R626 Compound AA	-	Spartan EP 68 Pen-O-led Ep68
ИРП-75	150	Macoma R150 Omala 150	Mobilgear R629 Compound BB	Energol GR-XP150	Spartan EP 150 Pen-O-led Ep2

Критические температуры $T_{кр}$ и критические нагрузки заедания $P_{к}$ растворов некоторых ПАВ в базовых маслах при испытании на четырехшариковых машинах (по данным А.А. Кутькова)

Присадка	Базовое масло	Массовая доля, %	$T_{кр}, ^\circ C$	$P_{к}, Н$
Стеариновая кислота $C_{18}H_{36}O_2$	ВМ-1	3	145	1320
Олеиновая кислота $C_{18}H_{34}O_2$	ВМ-1	3	150	1470
Рицинолевая кислота $C_{18}H_{34}O_2$	ВМ-1	3	220	2300
Дециловый эфир каприловой кислоты $C_7H_{15}-C-C_{10}H_{21} // O$	Парафиновое масло ДАВ-7	2,85	60	-
Хлопковое масло *	ВМ-1	3	145	1320
Маисовое масло **	ВМ-1	3	150	1470
Касторовое масло ***	ВМ-1	3	220	2300
<p>* До 21 % пальмитиновой кислоты, 29 % олеиновой кислоты ,45 % линолевой кислоты.</p> <p>** До 46 % олеиновой кислоты, 42 % линолевой кислоты.</p> <p>*** До 90 % рицинолевой кислоты.</p>				

Сравнение свойств (в баллах) нефтяных и синтетических основ,
используемых в качестве базовых масел *

Свойства	Нефтяное (минеральное) масло	Полиолефины	Диалкибензолы	Сложные эфиры		Полиэтиленгликоли	Силиконы	Эфиры		
				Дикарбоновых кислот	полиолов			Полифениловые	Фосфорной кислоты	Кремниевой кислоты
Вязкостно-температурная характеристика	3	4	3	4-5	4	4	5	2	3-4	5
Подвижность при низких температурах	2	4	4	4	4	4	4	0	3	3
Склонность к испарению	3	4-5	4	4-5	4-5	3-4	4-5	5	4	4
Термостабильность	3	4	4	3-4	4	2	4	5	2	3
Антиокислительные свойства	3	4	3	4	4	3	4-5	5	3	4
Термоокислительная стабильность (с антиокислителем)	3	4-5	4-5	4-5	5	4	4-5	5	3	4
Антикоррозионные с (ингибитором)	5	5	5	3-4	3-4	4	4	4	3	4
Приемистость к присадкам	4-5	4-5	4-5	4-5	4	3-4	2	2	4	4
Гидролитическая стабильность	5	5	5	3-4	4	4	3-4	5	3	2
Совместимость с нефтяными маслами	5	5	5	4	3-4	2	2	2	3	3-4
Противоизносные свойства	4	4	4	4-5	4	4	2	4-5	5	2
Теплопроводность	4	4	4	5	5	5	3	5	4	4
Стойкость к воспламенению	1	2	2	2-3	2-3	2	3-4	3	4-5	3
Индифферентность к уплотнительным материалам	4	5	3-4	3	2-3	4	4	4	2	3-4

* Чем выше оценка, тем лучше свойства

Триботехнические свойства масла ИРп-75 (композиция образцов
3 и 6 в сравнении с маслом Масота 68)

Образец	Масло с композицией при- садок	Четырехшариковый стенд		Стенд IAE	Машина Алмен- Виланд
		P_c , Н	P_u , МПа*	Нагрузка заедания, Н	
1	Масота 68, содержащее 3 % нафтената свинца и осер- ненные жиры	1470	800	405	4000
3	Базовое масло + 5% ОТП+2% ДФ-11+0,1% В- 15/41+0,005% ПМС-200А	1480	1340	405	6000
6	То же +5% ОТП+5% салат- ного масла +1% ионола	1660	1220	382	500
* P_u -предельное давление при износе					

Триботехнические характеристики нефтяного масла (вязкость около $75 \text{ мм}^2 / \text{с}$ при 50°C) с различными присадками

№ образца	Масло с композицией присадок	Четырехшариковая машина трения ЧШМ-3.2 По ГОСТ 9490-75			
		I_3	$P_c, \text{Н}$	$P_k, \text{Н}$	$d_u, \text{мм}$
1	Масота 68, содержащее 3% нафтената свинца и осерненные жиры	50	3980	750	1,23
2	Базовое масло +2,5% КИНХ-2+2% ДФ-11+0,1% В-15/41+ 0,005% ПМС-200А	56	4220	1000	0,37
3	То же + 5% ОТП + 2% ДФ-11 + 0,1% В-15/41+ 0,005% ПМС-200А	54	3550	1260	0,47
4	То же +5% ОТП + 2% ДФ-11+1% ПМАд+1%ПМС	52	3550	1120	0,59
5	То же +4%ТИБ-6	56	4470	940	0,76
6	То же +5%ОТП + 5% салатного масла + 1% ионола	50	3550	1000	0,74
7	То же + 3% нефтаната свинца+4% ОСМ-13	45	4000	840	1,0
8	То же + 3% нафтената свинца + 4% ОСМ-13 + 2% ДФ-11 + 2% ионола	52	4220	940	0,87
9	Comround ВВ, содержащее более 6% нафтената свинца и осерненные жиры	54	4000	—	1,06
10	Масло EP 100/P, содержащее более 6% нафтената свинца и осерненные жиры	43	2900	—	1,14

Противозадирные свойства нефтяных и синтетических масел и их смесей

Наименование масла	P_k , Н	P_c , Н	I_z
АСВ-5	500	1410	25
ИС-12	630	1410	28
ИС-45	730	1580	35
Смесь омских дистилляторов и остаточного компонента	630	1410	26
ПМС-5	360	1260	16
ПЭС-5	360	1410	18
ПМФС-4	–	1580	12
Эфир №2 (пентаэритритовый)	890	2590	42
ДОС	630	1120	24
ДОФ	630	1580	26
АСВ-5+ПЭС-5 (1:1)	890	1580	36
АСВ-5+эфир-2 (1:1)	710	2510	40
Примечание. P_k -критическая нагрузка; P_c -нагрузка сваривания; I_z -индекс задира.			

Вязкостно-температурные свойства некоторых нефтяных и синтетических базовых масел

Продукт	Вязкость кинематическая при 100 °С, мм ² /с	Вязкость динамическая, мПа·с, при температуре, °С						Температура застывания, °С
		0	-10	-18	-30	-40	-50	
Нефтяное масло	11,0	1800	5100	62000	62400	-	-	-23
Высокоочищенное нефтяное масло	3,2	170	370	820	8200	16000	11400 0	-48
Диоктилсебацинат	3,3	64	117	205	574	1600	5100	-62
Тетраэфир пертаэритрита	5,1	208	416	820	2600	9300	61100	-52
Эфир неопентилполиола	3,5	94	180	328	930	2800	13500	-66
Полиальфаолефиновое масло	9,0	780	1700	3700	15500	67200	18000 0*	-44
Алкилбензолы	10,2	680	1500	3100	12600	49000	11400 0*	-41
Изопарафиновое масло	3,4	68	130	230	660	1600	6600	-61

* Вязкость определена при температуре – 45 °С

Характеристика базовых масел селективной очистки

Показатель	М-6	М-8	М-11	М-14	М-16	М-20
Вязкость кинематическая, $мм^2/с$, при температуре, $^{\circ}C$: 100	$6 \pm 0,5$	$8 \pm 0,5$	$11 \pm 1,0$	$14 \pm 0,5$	$16 \pm 0,5$	Не менее 20
0, не более	1080	1200	2500	–	–	–
Кислотное число, мг КОН/г, не более	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05	0,05
Содержание серы, %, не более	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1
Содержание остаточного компонента, %, в смеси с дистиллятным, не менее	–	14	30	40	50	100
Примечание: индекс вязкости масел не менее 90, температура застывания не выше $-15^{\circ}C$.						

Приложение 10

Характеристика противоскачковых свойств масел на стенде “Labeco”
(по ASTM-D-2877-70)

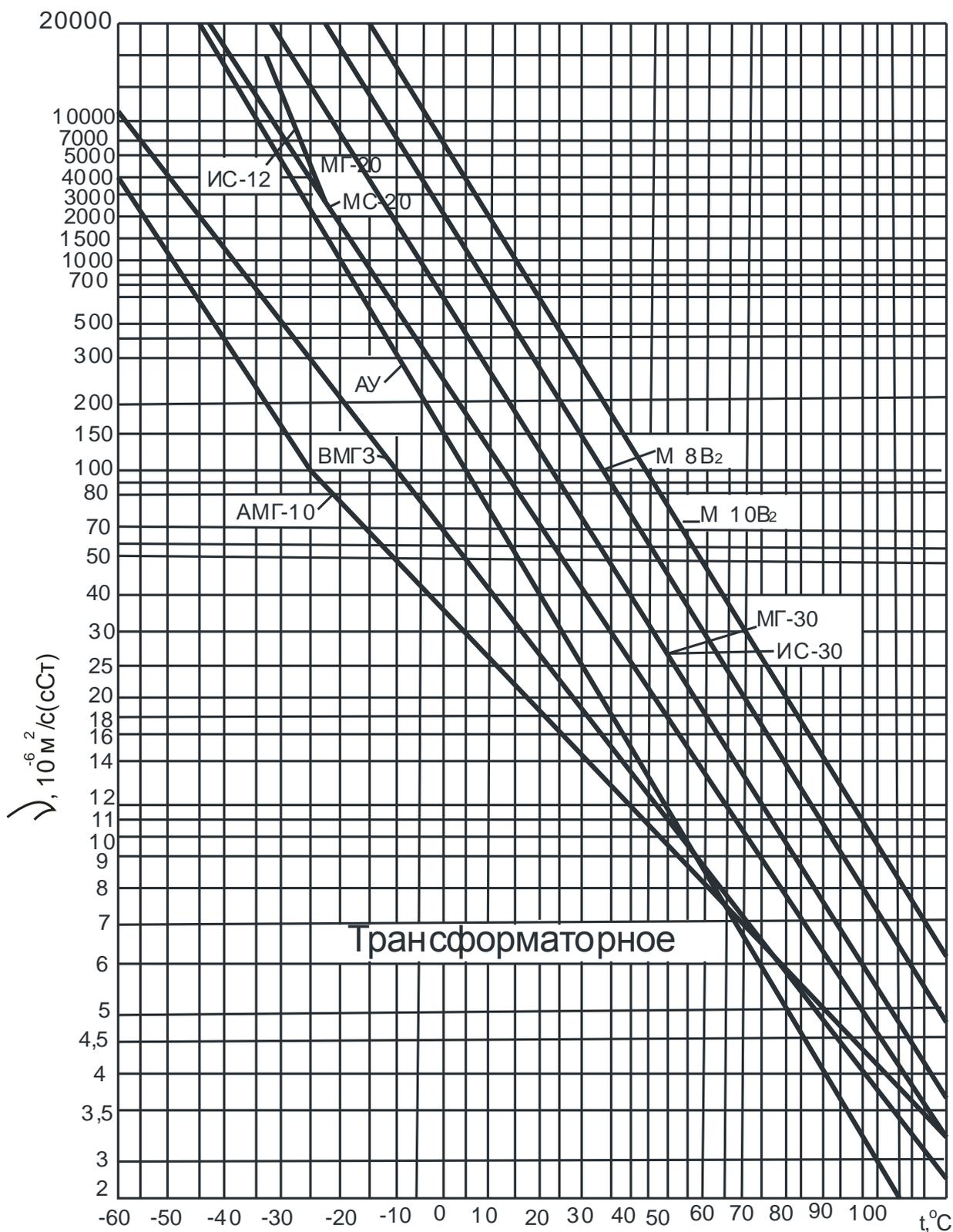
Наименование масла	Коэффициент трения			Наличие скачков
	f_{cm}	f_k	f_{cm} / f_k	
ИГП-18	–	–	–	Скачки
ИГП-38				
ИГСп-18				
ИГСп-38				
ИНС-20	0,0965	0,6785	0,70	Отсутствуют
ИНСп-40	0,1048	0,0750	0,71	
ИГНСп-20	0,1249	0,0912	0,73	
ИГНСп-40	0,1229	0,0861	0,70	
Vacuoline 1405	0,1340	0,1018	0,76	
Vacuoline1409	0,1065	0,0783	0,73	

Приложение 11

Некоторые характеристики минеральных масел

Масло	ρ_{20} , г/см ³	χ_{A0} , МПа	m_A	χ_{T0} , МПа	m_T	$\frac{\chi_{A0}}{\chi_{T0}}$
АМГ-10	0,835	1680	12,8	1500	12,7	1,12
ВМГЗ	0,844	1740	11,5	1460	12,5	1,19
ИС-50		1800	13			
И-20А	0,875	1880	15,7	1590	12,7	1,18
И-30А		1880	12,1			
АУ	0,910	1930	14,1	1716	11,0	1,12
ТК	0,898	1878	14	1690	11,0	1,12
ТП-30	0,900	2000	13,8	-	-	-

Зависимость вязкости рабочих жидкостей мобильных машин от температуры



Значения S и n для различных вязкостно-температурных групп масел

Группа	Жидкости	S	n	$\Delta\vartheta, ^\circ\text{C}$	ТКВ*
1.1	Нефтяные Маловязкие: ЛЭМГ-2 МГЕ-4А	8	1,15	-70...+70	8
Средневязкие всесезонные					
1.2А	АМГ-10	8	1,25	-60...+80	13
1.2В	ВМГЗ	8	1,5	-40...+100	31
1.2	Средневязкие АУ, АУП	10	1,53	-25...+120	105
1.3	Вязкие Шелл-27	9,8	1,58	-20...+150	90–110
Синтетические Средневязкие всесезонные					
2.2А	7-50С-3 Скайдрол- С50.0А Оронайт-8515			-60...+150	13
2.2Б				-50...+180	25
2.2Б				-50...+180	20
Средневязкие					
2.2	Б-3В			-30...+180	50
Водноглицериновые					
2.2 2.3	ПВГ Промгидрол П20М1			-30...+60	75

*ТКВ – температурный коэффициент вязкости в интервале температур от -20 до +180 °С.

Учебное издание

Бударова Ольга Петровна
Болдырев Алексей Владимирович

**РАБОЧИЕ СРЕДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Корректор
З. Сафаралеева

Компьютерная верстка
Т. Хамадеева

Подписано в печать 24.05.2018
Формат 60x84/16. Печать ризографическая.
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman».
Усл. п. л. 14,8. Уч.-изд. л. 14,8
Тираж 150 экз. Заказ № 1068

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре
Набережночелнинского института
Казанского (Приволжского) федерального университета

423810, г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail: ic-nchi-kpfu@mail.ru