

Съдържание

УВОД.....	4
ОПРЕДЕЛЯНЕ ЦЕЛТА И ЗАДАЧИТЕ НА ДИПЛОМНАТА РАБОТА	4
ГЛАВА I. ДВИГАТЕЛ И ДВИЖИТЕЛЕН КОМПЛЕКС	6
I.1. Описание на обекта на изследване	6
ДАННИ ЗА КОРАБА:	6
ГЛАВЕН ДВИГАТЕЛ:	6
ВАЛОПРОВОД:	6
I.2. Определяне съпротивлението на корабния корпус и буксировъчната мощност [6]	7
I.3 Пресмятане на гребен винт за скоростен режим [6]	11
ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ	11
ГЕОМЕТРИЧНИ И ХИДРОМЕХАНИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ГВ	12
Избор на някои конструктивни елементи на ГВ [6]	16
БРОЙ НА ЛОПАТКИТЕ (Z)	16
ДИСКОВО ОТНОШЕНИЕ (A_E / A_0):	16
ОКОНЧАТЕЛНО ПРОЕКТИРАНЕ НА ГВ	17
ПРОВЕРКА НА ГВ НА КАВИТАЦИЯ[6]	24
Метод на Пампел:	24
I.4. Подбиране на упорен лагер	26
УПОРЕН ЛАГЕР МИТЧЕЛ[4]	26
ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МИНИМАЛНИЯ ДИАМЕТЪР НА УПОРНИЯ ВАЛ ПО ПРАВИЛАТА НА БЪЛГАРСКИ КОРАБЕН РЕГИСТЪР (БКР)[8]	28
СЪЕДИНЯВАНЕ НА ВАЛОВЕТЕ	29
ГЛАВА II. АНАЛИЗ НА СИСТЕМИТЕ ЗА ХИДРАВЛИЧНО ЗАДВИЖВАНЕ И ПОДБИРАНЕ НА ПОДХОДЯЩА СХЕМА 30	30
II.1. Принцип на действие, структурна схема и функционални особености на задвижването [4]	30
II.2 Елементи на хидравличните задвижвания	33
РАЗПРЕДЕЛИТЕЛИ [9]	33
Плунжерни разпределители	34
ОБРАТНИ КЛАПАНИ [10]	37
ПРЕДПАЗНИ КЛАПАНИ [4]	39
ДРОСЕЛИ [9]	40
Нерегулируеми дросели	40
Регулируеми дросели	42
ФИЛТРИ [4]	46
РЕЗЕРВОАРИ [9]	48
ТРЪБОПРОВОДИ И СЪЕДИНЕНИЯТА ИМ [4]	49
ОБЕМНО РЕГУЛИРАНЕ [9], [4]	51

РАБОТНИ ТЕЧНОСТИ [4]	55
Предназначение и изисквания	55
Състав и избор на работната течност	56
БУТАЛНИ РАДИАЛНИ ПОМПИ И ХИДРОДВИГАТЕЛИ [9]	60
БУТАЛНО-АКСИАЛНИ ПОМПИ И ХИДРОМОТОРИ [4], [9]	61
Конструктивни и функционални особености	61
Елементи на схемата	66
Принцип на действие на схемата:	66
II.3. Подбиране на елементи по схемата на хидравличното задвижване	68
Избор на хидропомпа и хидромотор [5]	68
Необходима мощност на хидромотора:	69
Необходима мощност на хидропомпата	69
РЕЗЕРВОАР [5]	70
ФИЛТРИ [5]	70
ОБРАТНИ КЛАПАНИ [5]	71
МАНОМЕТРИ [5]	71
ПРЕДПАЗНИ КЛАПАНИ [5]	71
ТРЪБОПРОВОДИ [10]	71
РАБОТНА ТЕЧНОСТ [4]	71
Глава III. Проектиране на фундамент и съединител за хидропомпата [11]	72
III.1 Проектиране на фундамент [11]	73
III.2 Проектиране на съединител между хидропомпата и корабния дизелов двигател	74
ТВЪРДИ СЪЕДИНИТЕЛИ [12]	75
Предназначение и видове	75
Определяне на изчислителното натоварване в зависимост от вида на силовата и работната машина	76
ЕЛАСТИЧНИ СЪЕДИНИТЕЛИ [13]	77
Предназначение и видове. Основни характеристики	77
Критерии за работоспособност. Материали за еластичния елемент. Изчисляване на товарносимост	78
ПОДБИРАНЕ НА СЪЕДИНИТЕЛ	79
Избор на преходен фланец [13]	80
Диаметърът на болговете съединяващи фланеца с маховика [8]	81
Пресмятане и избор на шпонка [12], [13]	81
Допустими напрежения:	81
Глава IV. Заключение, експлоатация на КОХЗ, изводи, препоръки	83
Техническа подготовка и експлоатация на кохз [4]	83
техническа подготовка на кохз [4]	83
Пускане в действие	84
Експлоатация на КОХЗ	85
Заключение	87
ИЗПОЛЗВАНА ЛИТЕРАТУРА:	89
ПРИЛОЖЕНИЕ	92

УВОД

ОПРЕДЕЛЯНЕ ЦЕЛТА И ЗАДАЧИТЕ НА ДИПЛОМНАТА РАБОТА

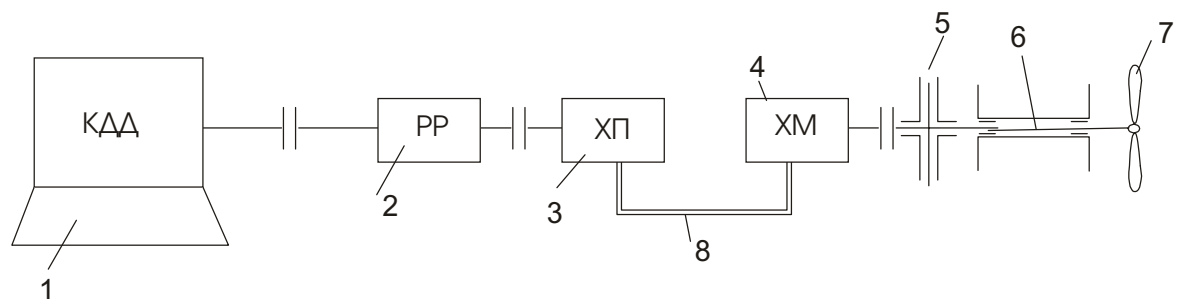
Целта на дипломната работа е да бъде проектирано корабно обемно хидравлично задвижване и гребен винт за водолазен катер. Катерът е снабден с корабен дизелов средно оборотен двигател: SKL 6 NVD 24 със следните параметри: $N_e = 150 \text{ hp}$, т.е. $N_e = 110,3 \text{ kW}$ и номинални обороти $n = 750 \text{ min}^{-1}$. На изхода на ГКДД е поставен намаляващ редуктор с предавателно отношение $i = 1:3$, който служи и за реверсиране. На изходящия вал от редуктора имаме $n = 250 \text{ min}^{-1}$.

Целта на дипломната работа е да се проектира хидравлично задвижване състоящо се от механо-хидравличен преобразувател на енергия, хидромеханичен преобразувател на енергия, който да задвижва работната машина, т.е. гребния винт чрез гребния вал. Към схемата също трябва да се приложат и спомагателни устройства и принадлежности.

Целта е също да се определи дали многократното преобразуване на енергията, което понижава ефективността на задвижването е оправдано от гледна точка на зададената проектна скорост $V = 8 \text{ kn}$.

Възможни са няколко обобщени схеми:

I вариант



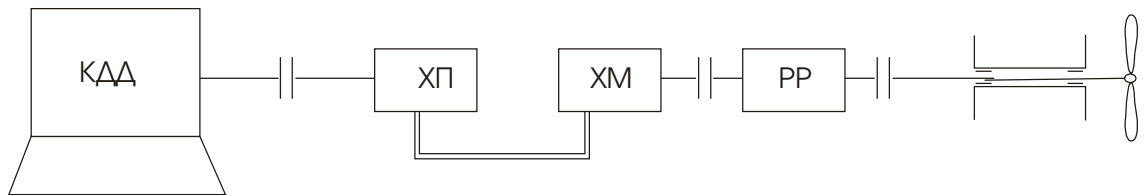
1 – КДД; 2 – намаляващ реверсивен редуктор; 3 – хидропомпа; 4 – хидромотор; 5 – упорен лагер; 6 – гребен вал; 7 – гребен винт; 8 – тръбопровод

При тази схема е необходимо проектиране на упорен лагер, който да поеме упора от гребния винт, тъй като ХМ не може да поеме тази упор.

На изхода от редуктора ще имаме 250 min^{-1} , т.е. хидропомпата ще има тези обороти. Но при тези обороти ХП ще работи с много нисък к.п.д.

Затова тази принципна схема не е удачна и е неприложима.

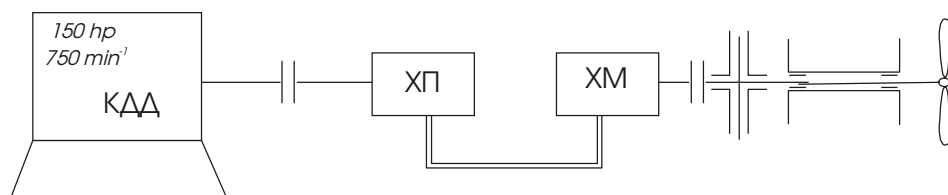
II вариант



Съществуващият редуктор е възможно да се премести на мястото на упорния лагер, като редуктора ще изпълнява ролята на упорен лагер и същевременно ще намалява оборотите на ХМ. Тук ХП ще работи с 750 min^{-1} и с достатъчно висок к.п.д.

Тук недостатък е, че редукторът ще задвижва винта с 250 min^{-1} , които при проектирането на гребния винт могат да се окажат недостатъчни, от гледна точка на това, че диаметърът му ще бъде голям, а той се ограничава от газенето на катера, което е 1,4 м.

III вариант



В последните две схеми хидропомпата и хидромотора могат да се изпълнят като един цял агрегат, в общ корпус, при което ще имаме по-висок к.п.д. на хидравличната предавка.

ГЛАВА I. ДВИГАТЕЛ И ДВИЖИТЕЛЕН КОМПЛЕКС

I.1. ОПИСАНИЕ НА ОБЕКТА НА ИЗСЛЕДВАНЕ

ДАННИ ЗА КОРАБА:

$L_{\max} = 15,72 \text{ m}$ – максимална дължина

$L_{+} = 14,5 \text{ m}$ – дължина между перпендикулярите

$B_{\max} = 5,00 \text{ m}$ – максимална ширина

$B_{\text{вод}} = 4,64 \text{ m}$ – ширина на водолинията

Височина на борда – 2,26 m

Конструктивно газене – 1,45 m

Газене – 1,6 m

Газене при носа – 1,24 m

Газене при кърмата – 184 m

Водоизместване пълно – 37 t

ГЛАВЕН ДВИГАТЕЛ:

Водолазният катер е снабден с машинно отделение в средната част на кораба. Корабната енергетична уредба се състои от КДД, валопровод, един винт и спомагателни механизми .

КДД е тип SKL6NVD24, шестцилиндров дизелов двигател, среднооборотен с $n = 750 \text{ min}^{-1}$ и мощност $N_e = 150 \text{ hp}$, без принудително пълнене.

КДД е неревърсивен с дясно въртене и е пригоден за работа с леко гориво. След дизеловия двигател е монтиран редуктор с предавателно число $i = 1:3$, т. е. той намаля оборотите на ГД на 250 min^{-1} и ги предава на валопровода. Редукторът служи и за реверс на ГД. Той служи и като упорен лагер, който да поема упора на гребния винт.

ВАЛОПРОВОД:

Валопроводът се състои от гребен и междинен вал, като упорът на гребен винт се поема от реверс-редукторът.

1) Дейдвудна тръба

Дейдвудната тръба има две опори за гребния вал, представляващи стоманени втулки с бабитова заливка, които са разположени в предната и задната част на дейдвудната тръба. Мазането става чрез масло. За уплътнението на дейдвудната тръба са предвидени носово и кърмово дейдвудно уплътнение.

2) Гребен вал

Гребният вал е с дължина 2780 mm и диаметър 115 mm. На кърмовия край на гребния вал има конус с шпонка за закрепване на гребния винт.

3) Гребен винт

Първоначално корабът е бил снабден с КДД SKL-6NVD26 с $N_e = 200$ hp. В последствие той е бил заменен с описания вече с SKL-6NVD24 с $N_e = 150$ hp. Оригиналният винт се получил тежък за новия двигател SKL-6NVD24 и диаметърът му е бил намален с 85 mm.

Параметри на оригиналния гребен винт:

Диаметър : $D = 1280$ mm

Стъпка: $P(H) = 1165$ mm

Крачково отношение: $\frac{P}{D} = \left(\frac{H}{D}\right) = 0,91$

Брой лопатки: $z = 4$

Дисково отношение: $\theta \left(\frac{A_e}{A_o}\right) = 0,4$

Обороти: $n = 250$ об/мин.

Параметрите на сега съществуващия гребен винт са:

Диаметър: $D = 1195$ mm

Обороти: $n = 250$ min⁻¹

Брой лопатки: $z = 4$

Стъпка: $H = 1165$ mm

Дисково отношение: $\theta \left(\frac{A_e}{A_o}\right) = 0,4$

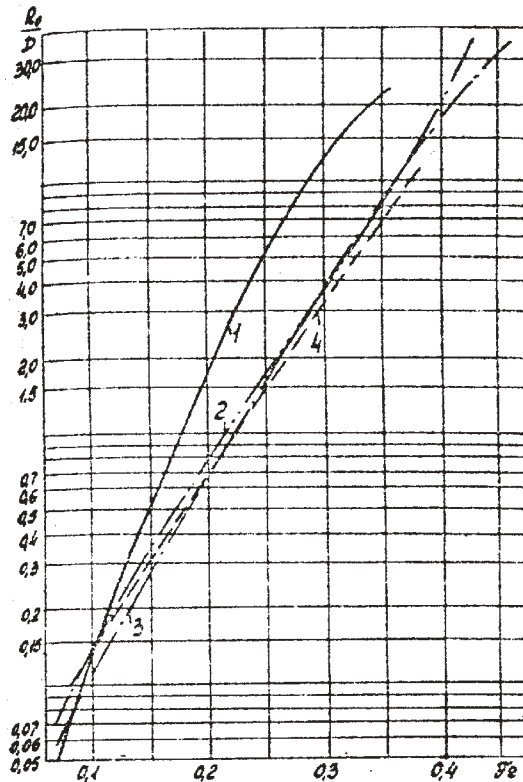
Крачково отношение: $\frac{P}{D} = \left(\frac{H}{D}\right) = 0,97$

4) Междинен вал

Междинният вал е с дължина 2250 mm и диаметър 108 mm. Шийките на вала за упорните лагери са с различни диаметри.

1.2. ОПРЕДЕЛЯНЕ СЪПРОТИВЛЕНИЕТО НА КОРАБНИЯ КОРПУС И БУКСИРОВЪЧНАТА МОЩНОСТ [6]

За определяне съпротивлението и буксировъчната мощност на буксири, траулери, десантни съдове, тралчици се използва графика, разработена от Нейман на основата на обработка и анализ на резултатите от изпитанията на модели в опитни басейни.



Фиг. 4.2

Фигура 4.2 дава възможност да се определи средното значение на съпротивлението в тоне, отнесено към тон водоизместване на кораба във функция числото на Фрут

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}}$$

Това се прави при следните значения на основните елементи от теоретичния чертеж:

Тип кораби	$L/\sqrt[3]{D}$	Φ
Буксири	3,91÷5,22	0,693÷0,677
Траулери	4,68÷5,05	0,588÷0,664
Десантни кораби	6,03÷6,74	0,673÷0,745
Тралчици	6,35÷7,70	0,561÷0,630

Определянето на буксировъчната мощност и съпротивлението на кораба става по методиката:

$$1. \quad F_r = \frac{V}{\sqrt{g.L}}$$

$$10. \quad R_T + R_{cr} = (v^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \Omega \cdot v^2$$

$$2. \quad \frac{R_0}{D} \text{ - по фиг.4.2}$$

$$11. \quad R = R_T + R_{cr} + R_0$$

$$3. \quad R_0 = \left(\frac{R_0}{D} \right) \cdot D$$

$$12. \quad EPS = \frac{R.v}{75}$$

$$4. \quad v = F_r \sqrt{g.L}$$

$$5. \quad R_e = \frac{v.L}{v}$$

$$6. \quad 10^3 \cdot \zeta m = f(R_e)$$

$$7. \quad (\zeta_{\text{грап}} + \zeta_{\text{сг}}) 10^3$$

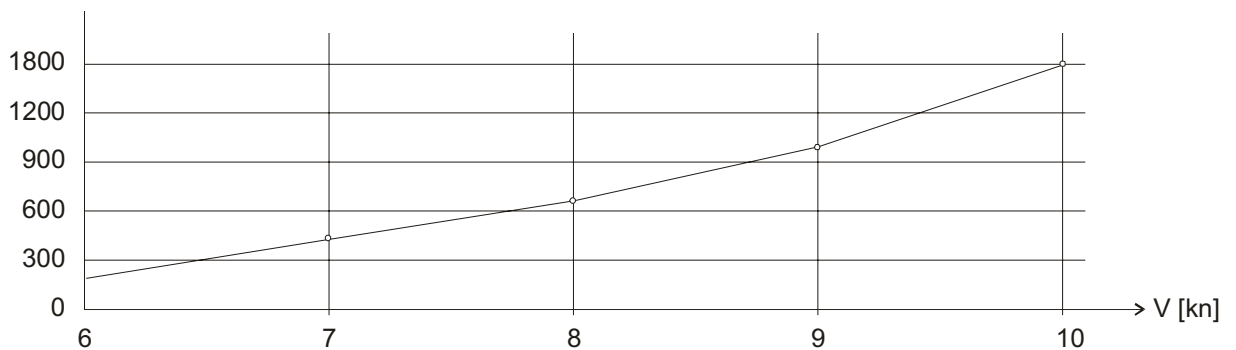
$$8. \quad (\zeta_T + \zeta_{\text{грап}} + \zeta_{\text{сг}}) 10^3$$

$$9. \quad v = (v)^2$$

където: D - водоизместване пълно [t]
 L - дължина на кораба [m]
 v - скорост [m/s]
 v - скорост на кораба в [kn]
 R - съпротивление на кораба [kg]
 EPS - буксировъчната мощност [hp]
 F_r - число на Фрут [-]
 $v, \zeta_{\text{грап}}, \zeta_{\text{сг}}$ - коефициенти [-]

Метод на Нейман [6]

№	Изчислявани величини	Мярка	Стойности на изчисляваните величини				
			6	7	8	9	10
1	Скорост на кораба V_D	kn					
2	Скорост на кораба V	m/s	3,09	3,605	4,12	4,635	5,15
3	$F_r = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}}$	—	0,26908	0,30226	0,34544	0,38862	0,43181
4	$\frac{R_0}{D}$	kg	1,75	3,5	7	15	27
5	$R_0 = \left(\frac{R_0}{D}\right) \cdot D$	—	60,9	121,8	243,6	522	939,6
6	$R_v = \frac{v \cdot L}{v}$	—	$2,85 \cdot 10^7$	$3,33 \cdot 10^7$	$3,81 \cdot 10^7$	$4,28 \cdot 10^7$	$4,76 \cdot 10^7$
7	$\zeta_m \cdot 10^3$	—	2,55	2,5	2,45	2,41	2,37
8	$(\zeta_{\text{тран}} + \zeta_{\text{ер}}) \cdot 10^3$	—	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
9	$(\zeta_v + \zeta_{\text{тран}} + \zeta_{\text{ер}}) \cdot 10^3$	—	3,35	3,3	3,25	3,21	3,17
10	$(v)^2$	m/s ²	9,55	13,00	16,97	21,48	26,52
11	$R_v + R_{\text{ер}}$	kg	215,75	289,28	372,11	465,15	567,11
12	$R = R_v + R_{\text{ер}} + R_0$	kg	276,65	411,08	615,71	937,15	1506,71
13	EPS	hp	11,40	19,76	33,82	61,01	103,46



1.3 ПРЕСМЯТАНЕ НА ГРЕБЕН ВИНТ ЗА СКОРОСТЕН РЕЖИМ [6]

Основни характеристики на гребните винтове (ГВ) и взаимодействието им с корпуса на кораба

ОСНОВНИ ПОНЯТИЯ

За да се приведе кораба в движение е необходимо към него да се приложи определена сила, която е прието да се нарича движеща сила или последна тяга T_e . При равномерно праволинейно движение на едновинтов кораб в хоризонтална равнина тази сила е равна и право противоположна на силата на съпротивлението на кораба R_T т. е.

$$T_e = R_T$$

При буксирен кораб (влекач или тласкач) това равенство има вида:

$$T_e = R_{T\bar{6}} + Z_{\bar{6}},$$

където $R_{T\bar{6}}$ е собственото съпротивление на влекача (тласкача), а $Z_{\bar{6}}$ е съпротивлението на буксируемия (тласкаемия) състав.

За движението на кораба е необходимо наличието на:

1. Двигател - източник на механична енергия;
2. Движител - устройство или система от механизми, преобразуващи тази енергия в енергия на движението на кораба. Следователно предназначението на движителя е да създава движеща сила.

Ефективността на всеки движител се оценява с помощта на неговия к.п.д η_0 , представляващ отношение на полезната мощност $T.V_A$, която той развива към мощността P_D , необходима за неговата работа, т. е.

$$\eta_0 = \frac{T.V_A}{P_D}$$

От своя страна мощността P_D е свързана с ефективната мощност на главния двигател P_s чрез съотношението:

$$P_D = \eta_s \cdot \eta_G \cdot P_s$$

Ефективността на комплекса движител-корпус се характеризира с пропульсивния коефициент η_D равен на отношението на полезната мощност на комплекса $T_e \cdot V$ към мощността P_D , необходима за неговата работа:

$$\eta_D = \frac{T_e \cdot V}{P_D}$$

Пропулсивния коефициент отчита всички загуби от самия движител и от взаимодействието между движителя, корпуса на кораба и двигателя. Той се изменя в доста широки граници - от 0,35 до 0,75 и зависи от множество фактори - типа, режима и условията на работа на движителя, а също така и от размерите и формата на корабния корпус. Оттук следва важният извод, че корабният движител е твърде отговорен механизъм, работата на който е свързана със значителни загуби на енергия, поради неговото проектиране и конструиране се извършва с особено внимание.

Гребният винт (ГВ) представлява засега най-разпространения движител и съгласно прогнозите той ще остане такъв още дълго време. Това се дължи на съществените му предимства пред останалите типове двигатели - висок к.п.д., малка маса и голяма надежност при работа.

ГЕОМЕТРИЧНИ И ХИДРОМЕХАНИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ГВ

ГВ се състои от няколко крилообразни лопатки, разположени радиално на еднакви ъгли разстояния една от друга и закрепени върху главина. Лопатката на винта представлява тяло, ограничено от две винтови повърхнини, чиято пресечна линия образува неиния контур. При работа на ГВ от едната страна се създава повишено налягане, а от другата понижено, поради което двете ѝ страни се наричат нагнетателна и засмукваща. Онази част от контура, която при работа на преден ход първа среща обтичащия ГВ поток, се нарича входящ ръб, а другата част - изходящ ръб. Разстоянието от оста на въртене до края на лопатката с радиус на винта R , а $D = 2R$ - неговия диаметър. Площта на кръга с диаметър D се нарича площ на диска на ГВ:

$$A_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \pi \cdot R^2$$

Ако перката се пресече със съосен с ГВ цилиндър ще се получи сечението ѝ на даден радиус r . Контурът на сечението се формира от части на две винтови линии, принадлежащи съответно на нагнетателната и засмукващата винтови повърхнини. Това обикновено са сложни винтови линии, особено на засмукващата страна и като правило се въвежда условна винтова линия, минаваща през входящия и изходящия край на сечението. Геометрична крачка на винтовата линия се нарича разстоянието което изминава точка в осово направление за един оборот, движейки се по тази линия. Крачката на оказаната по-горе условна винтова линия, се нарича конструктивна, а ъгълът на нейния

наклон спрямо плоскостта на диска на ГВ - крачков ъгъл ϕ :

$$\operatorname{tg}\phi = \frac{P}{2\pi.r}$$

Винтовата повърхнина образувана от тези условни винтови линии се нарича номинална. Когато конструктивната крачка е постоянна по радиуса, то ГВ се нарича винт с постоянна крачка. При ГВ с радиално променлива крачка за номинална се приема крачката на радиус $r = 0,7.R$. По същество това са двата типа гребни винтове, имащи най-широко разпространение в корабостроенето.

Отношението $\frac{P}{D}$ се нарича крачково отношение, което се явява важна геометрична характеристика на винта.

Ако сечението на лопатката на даден радиус се разгърне на плоскост се получава неговия профил. В зависимост от типа и назначението на ГВ профилите могат да бъдат авиационни, сегментни, тип НАСА и др. Ширината на лопатката «С» на даден радиус се нарича разстоянието измерено по номиналната винтова линия от входящия до изходящия край на профила, а отношението на максималната дебелина t към ширината C на профила - относителна дебелина $\frac{t}{c}$

В зависимост от посоката на въртене ГВ може да бъде десен или ляв. Ако се погледне винтът по направление на неговата ос и дясната половина на контура на вертикално разположената лопатка е по-отдалечена от наблюдателя в сравнение с лявата, то ГВ е десен и обратно.

Отношението на площите на изправените контури на всички перки A_e към площта на диска на ГВ A_0 се нарича дисково отношение:

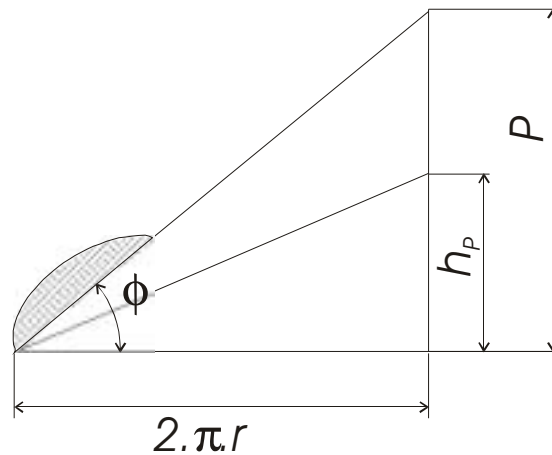
$$\frac{A_e}{A_0} = \theta$$

При условие, че ГВ се върти в твърда среда, а не в течна, за един оборот той би изминал в осово направление разстояние, числено равно на неговата геометрична крачка P . В действителност, поради наличието на плъзгане между лопатките на ГВ и водата за един оборот, той ще измине разстояние h_p , помалко от P . При честота на въртене на ГВ, равна на n , за единица време той ще измине разстояние равно на скоростта на движение:

$$V_A = h_p . n$$

ИЛИ

$$h_p = \frac{V_A}{n}$$



Разстоянието h_p се нарича абсолютно напредване на ГВ, а безразмерното отношение:

$$J = \frac{h_p}{D} = \frac{V_p}{n \cdot D}$$

Се нарича относително напредване, което се явява негова основна кинематична характеристика, определяща режима на работата му. Разликата $P - h_p$ се нарича плъзгане, а отношението на плъзгателя към крачката относително плъзгане:

$$S = \frac{P - h_p}{P} = 1 - \frac{h_p}{P}$$

Между относителното плъзгане и относителното напредване съществува връзката:

$$S = 1 - \frac{J}{D}$$

$$J = \frac{P}{D}(1 - s)$$

Поради наличието на въртеливо (с ъглова скорост ω) и постъпателно (със скорост V_A) движение на ГВ, относителната скорост V_o , на всяко съосно сечение на лопатката, разглеждано като елемент от крило, ще се определя като геометричната сума на скоростите V_A и $\omega \cdot r$.

Силите които възникват на разглеждания елемент, а следователно и на

ГВ като цяло ще се определят, при зададена скорост V_0 , от индуцираните скорости - осова и тангенциална. Тези сили могат да бъдат сведени до две основни съставляващи - упор T , действащ по направление на скоростта V_A и въртящ момент Q , преодоляван от главен двигател T и Q се представят в безразмерен вид чрез разделяне съответно на $\rho n^2 D^4$ и $\rho n^2 D^4$ във вид на следните коефициенти:

$$K_p = \frac{T}{\rho n^2 D^4} - \text{коефициент на упора}$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} - \text{коефициент на момента}$$

Мощността необходима за работа на ГВ е равна на

$$P_D = 2\pi n Q,$$

а полезната мощност или мощността на упора

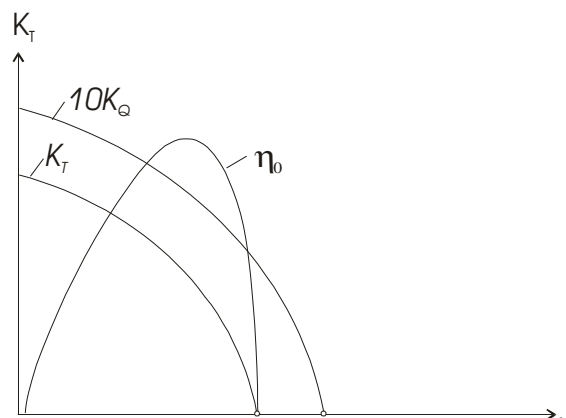
$$P_T = T V_A$$

Тогава к.п.д. η_D ще се определя по:

$$\eta_D = \frac{P_T}{P_D} = \frac{T V_A}{2\pi n Q} \text{ или}$$

$$\eta_D = \frac{K_T}{K_Q \cdot 2\pi}$$

Безразмерните динамични характеристики на ГВ K_T и K_Q и η_D представени графично като функции на относителното напредване J се наричат криви на действие на винта. Те се получават главно по опитен път чрез моделни изпитания в опитен басейн и кавитационни тръби.



Избор на някои конструктивни елементи на ГВ [6]**БРОЙ НА ЛОПАТКИТЕ (Z)**

При съвременните ГВ z се изменя от 2 до 8, като най-често се използва $z = (3 \div 6)$

С увеличаване на z се увеличава и тяхната относителна дебелина и при малки коефициенти C_{Th} не значително намалява - к.п.д. η_D на винта. При големи C_{Th} с увеличение на z се увеличава η_D с $2 \div 3\%$ поради намаляване на крайните загуби. При постоянно дисково отношение увеличението z води до влошаване на кавитационните характеристики на ГВ, поради по-голямата относителна дебелина на перките, затова при бързоходните кораби се използват по-малък брой лопатки (перки).

При увеличаване на z се намалява амплитудата, променливите налягания и сили предавани на корпусните конструкции, което е свързано с намляване вибрациите на корпуса. Следва да се има в предвид обаче, че в този случай се увеличава честотата на тези усилия и при окончателното избиране на броя на лопатките z е необходимо да се предвиди в корпусните конструкции.

Експерименталните изследвания показват, че с увеличаването на z се намалява в известна степен оптималният диаметър на ГВ.

Като правило при избора на броя на лопатките решаващ фактор се явява намаляването на променливите периодични усилия, предавани на корпуса чрез водата и валопровода. Затова съществува стремеж ГВ на голямо тонажните морски транспортни кораби да бъде с $z = (4 \div 6)$.

ДИСКОВО ОТНОШЕНИЕ (A_E/A_0):

Изменението на дисковото отношение при запазване на останалите геометрични характеристики оказва влияние на наклона на кривите на действие на ГВ. С увеличаване на A_E/A_0 се увеличават значенията на K_T и K_Q , а η_D се намалява поради нарастване на профилното съпротивление. Практиката показва, че при увеличаване на A_E/A_0 с 0,1 к.п.д. на ГВ се намалява с 1%. Затова при проектирането на гребен винт се избира минимално дисково отношение, осигуряващо и отсъствие на кавитация на винта. В същото време A_E/A_0 не трябва да е по-малко от (0,35 - 0,40), поради значително нарастване на относителната дебелина на перката и свързаното с това съществено намаление на η_D .

ОКОНЧАТЕЛНО ПРОЕКТИРАНЕ НА ГВ

При този етап се определят окончателните геометрични характеристики на ГВ, осигуряващи известни пропульсивни, кавитационни и якостни изисквания, при известни основни параметри на главния двигател. Тук се поставят две задачи:

1. Определяне на основните геометрични характеристики на винта, осигуряващ максимална скорост на движение на кораба при зададени параметри на главен двигател - прилага се за небуксирни кораби.
2. Определяне на основните геометрични елементи на ГВ, осигуряващ максимална тяга при зададена скорост на движение на кораба и зададени параметри на главния двигател - прилага се главно за бурсирни кораби.

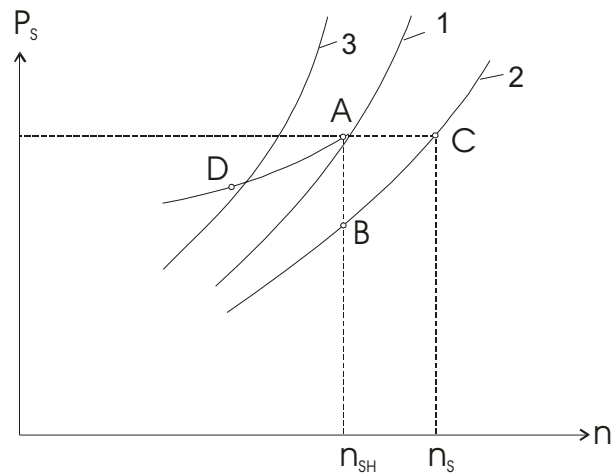
Всяка от тези задачи може да има по три основни варианта, съответстващи на основните типове задачи, които могат да се решават с помощта на диаграми, а именно:

Вариант 1 - зададена е честота на въртене на ГВ и упорът (или P_s) и се определя неговия оптимален диаметър от гледна точка на получаване на максимален пропульсивен коефициент, а следователно и максимална скорост на ходови изпитания или тяга.

Вариант 2 - както при вариант 1, но е зададен диаметърът на ГВ, а се определя оптималната честота на въртене на винта.

Вариант 3 - зададени са и диаметър и честотата на въртене на винта, а се определя или достижимата скорост на кораба или достижимата тяга. Следва да се има в предвид, че оптимизационни се явяват първите два варианта.

Съгласно утвърдената морска практика и съгласно препоръките на водещите фирми-производителки на корабни дизелови двигатели - MAN-B&W и SULZER - гребният винт се проектира като хидродинамически «лек» за двигателя в началото на експлоатационния период. С увеличаване на съпротивлението по време на експлоатация (обрастване на корпуса, ГВ), той «отежнява» приближавайки винтовата си характеристика 2 до нормалната 1, като е възможна и работа по «тежка» винтова характеристика 3. В последния случай параметрите на работа на двигателно-движителния комплекс ще се определят по пресичането на 3 с ограничителната характеристика 4 на двигателя (т. D)

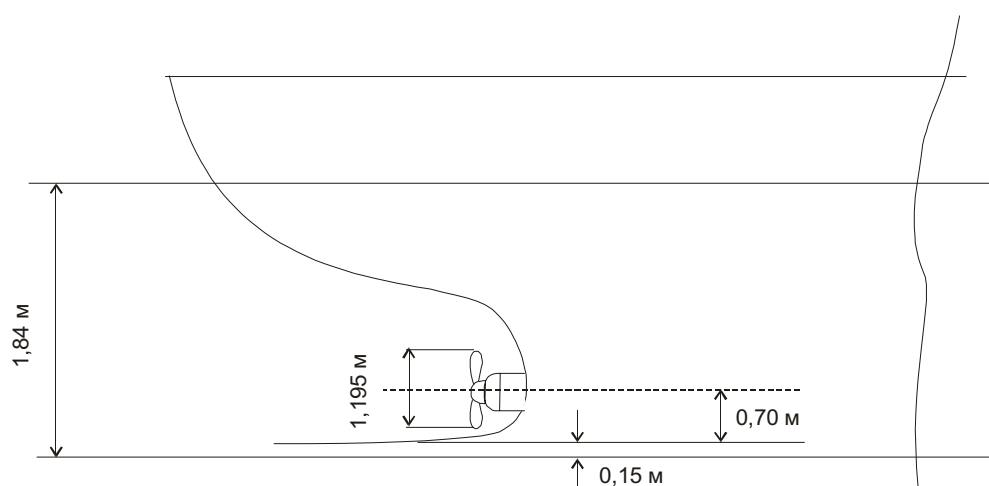


За разчетно се приема съпротивлението на корпуса при чист корпус, вълнение 2-3 бала, вятър 2-3 бала.

Използван вариант № 2 за изчисление на ГВ осигуряващ максимална скорост на кораба при зададен диаметър на ГВ.

Тъй като оригиналният ГВ е бил с диаметър 1280 mm и в последствие намален до 1195 mm избирам началните параметри на новия проектиран винт следните:

$$D = 1280 \text{ mm}; \quad \theta = \frac{A_E}{A_0} = 0,4 ; \quad z = 4$$



$w_T = 0,5C_B - 0,005$ - коефициент на попятния поток по Тейлър за едновинтови кораби;

$$w_T = 0,5 \cdot 0,335 - 0,05 = 0,118$$

$$C_B = \frac{\nabla}{L_{\text{в}} \cdot B_{\text{лог}} \cdot T_{\text{газ}}} = \frac{36,1}{14,5 \cdot 4,64 \cdot 1,6} = 0,335 \quad \text{- коефициент на пълнота}$$

$\Delta = 37 \text{ t}$ - водоизместване в тонове

$$\nabla = \frac{\Delta}{\rho} = \frac{37}{1,025} = 36,1 \text{ m}^3$$

$$\rho = 1,025 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \quad \text{- плътност на морската вода}$$

$t = 0,6 \cdot w = 0,6 \cdot 0,118 = 0,071$ - коефициент на засмукване

$\eta_S = 0,98$ - к.п.д. на гребния вал (валопровода)

$\eta_R = 1$ - коефициент на влияние на неравномерността на потока

$\eta_{\text{хид.пр.}} = 0,85$ - к.п.д. на хидрозадвижването

$z_p = 1$ - брой винтове

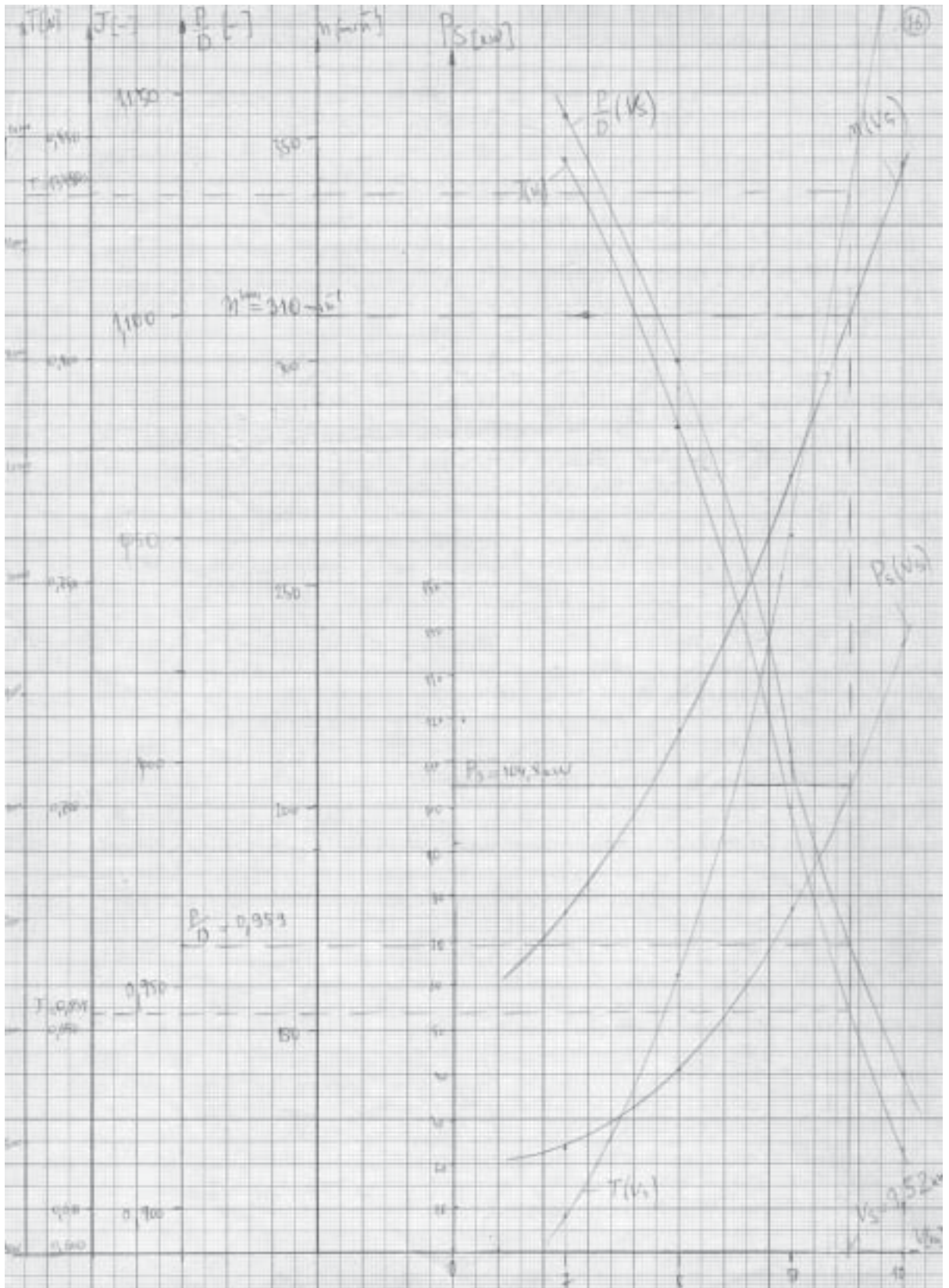
Използва се следната методика за изчисление на гребен винт, осигуряващ максимална скорост на кораба при зададен диаметър на винта чрез диаграма $K_T - J$:

N	Означение	Мярка	Числени стойности			
			7	8	9	10
1	v_p - задава се	кп				
2	$T_g = \frac{R_T (V_s)}{z_p}$	N	4033	6040	9684	14781
3	$v = 0,515v_p$	м/с	3,605	4,120	4,635	5,150
4	$v_A = v(1-\omega)$	$\frac{m}{s}$	3,180	3,634	4,088	4,542
5	$T = \frac{T_0}{1-\tau}$	N	4341,23	6501,61	10424,11	15910,66
6	$K_d = D \cdot V_A \cdot \sqrt{\frac{\rho}{T}}$	—	1,978	1,847	1,641	1,476
7	$J = f(K_d)$ - от диагр.	—	0,845	0,785	0,700	0,623
8	$n = \frac{V_A}{DJ}$	sec ⁻¹	2,940	3,617	4,563	5,696
9	$n_m = 60n$	min ⁻¹	176,41	217,02	273,78	341,76
10	$\frac{P}{D} = f(K_d)$ - от диагр.	—	1,145	1,090	1,000	0,930
11	$\eta_0 = f(K_d)$ - от диагр.	—	0,704	0,688	0,662	0,637
12	$\eta_D = \eta_0 \cdot \frac{1-\tau}{1-\omega} \cdot \eta_0$	—	0,742	0,725	0,697	0,671
13	$P_s = \frac{T_0 \cdot \omega \cdot 10^{-3} \cdot \eta_D}{\eta_0 \cdot \eta_{зад.вр.}}$	kW	23,52	41,21	77,31	136,19

P_S - необходима мощност на ГД, т. е. на КДД (със запаса)
поставяме 5% запас на мощност, т. е.

$$P_S = 0,95 \cdot P_S^{\text{НОМ}} = 0,95 \cdot 110,3 = 104,8 \text{ kW}$$

От графиката получаваме оптималните параметри на винта,
номиналната мощност на пропульсивната уредба и скоростта на кораба.



Оптималните параметри на гребния винт са:

$$D = 1260 \text{ mm} \quad n = 310 \text{ min}^{-1}$$

$$\frac{P}{D} \left(\frac{H}{D} \right) = 0,959 \text{ - крачково отношение}$$

$$\theta \left(\frac{A_E}{A_O} \right) = 0,4 \text{ - дисково отношение}$$

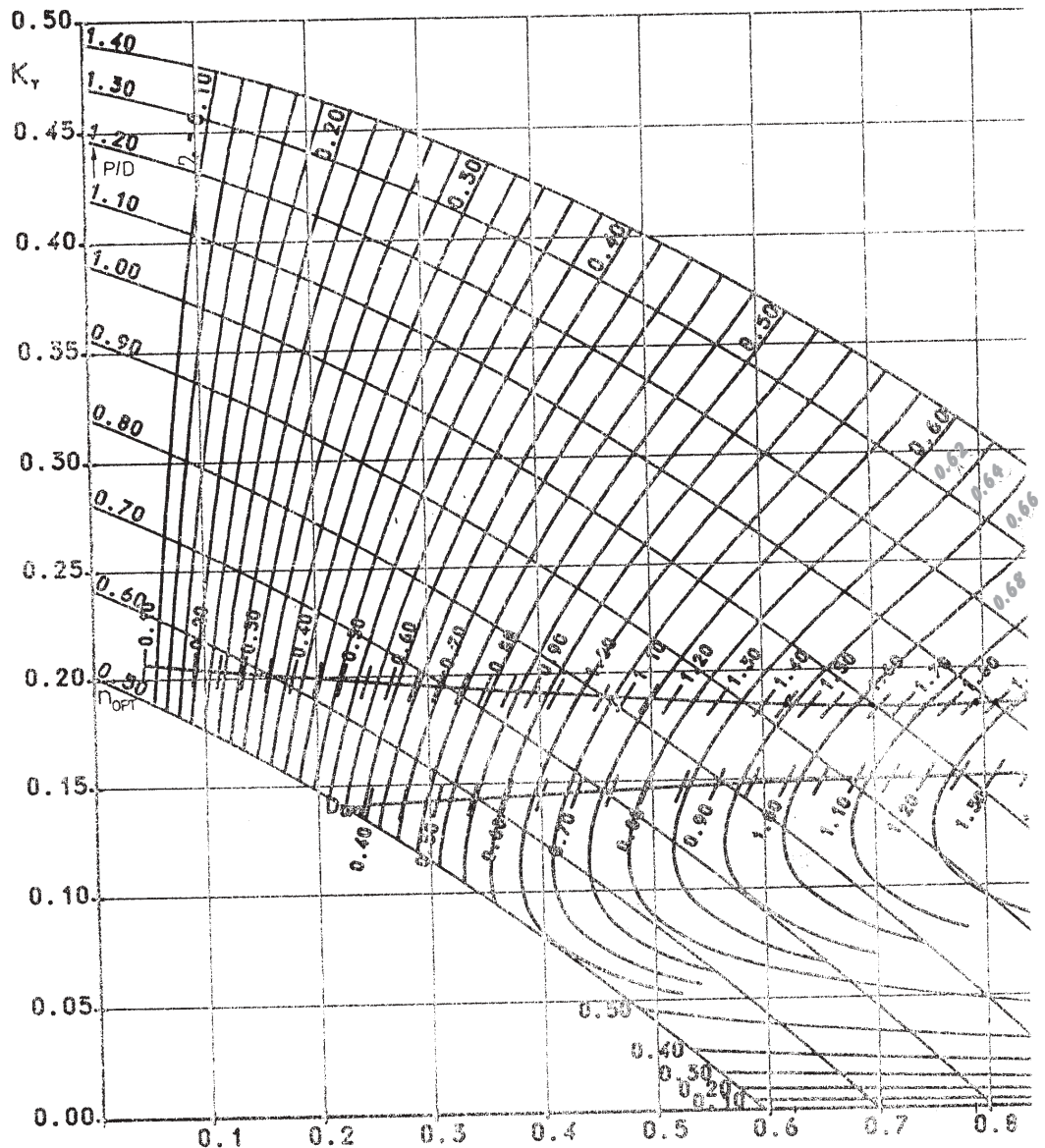
$$z = 46p$$

K_T -J диаграма; Винтова серия В 4.40

$$J = 0,654$$

$$R_n = 1 \cdot 10^7 \quad z = 4 \quad \theta = \frac{A_E}{A_O} = 0,4$$

$$T = 13480N$$



ПРОВЕРКА НА ГВ НА КАВИТАЦИЯ[6]

След окончателното проектиране на ГВ се прави във всички случаи уточнена проверка на кавитация, тъй като вече са известни основните геометрични характеристики на винта.

Метод на Пампел:

С помощта на тази формула се определя критичната честота на въртене $n_{кр}$, при която на лопатките на ГВ възниква развита кавитация:

$$n_{кр} = \frac{\sqrt{\frac{P_a - P_v + \rho \cdot g \cdot h_s}{\rho}}}{\pi \cdot D \sqrt{\frac{P_k}{2} \left[\bar{r}^2 + \left(\frac{J}{\pi} \right)^2 \right]}} \quad [\text{sec}^{-1}]$$

$$n_{кр} = \frac{\sqrt{\frac{101340 - 2335 + 1025 \cdot 9,81 \cdot 101}{1025}}}{3,14 \cdot 1,280 \sqrt{\frac{0,283}{2} \left[0,7^2 + \left(\frac{0,654}{3,14} \right)^2 \right]}} = 9,34 \quad \text{sec}^{-1}$$

където $S = 1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ масова плътност на морската вода;

$P_k = 0,5C_L(1 + C_L) + 2\frac{t}{C}$ - коефициент на разреждане;

$$P_k = 0,5 \cdot 0,272(1 + 0,272) + 2 \cdot 0,055 = 0,283$$

$$C_L = \frac{0,6 \cdot K_T(1 + K_T)}{A_e / A_o} = \frac{0,6 \cdot 0,157(1 + 0,157)}{0,4} = 0,272 \quad \text{- коефициент на}$$

подемната сила;

$$P_a = 101\,304 \text{ Pa}; P_v = 2335 \text{ Pa} \text{ при } t = 20^\circ \text{ C};$$

$$h_s = 1,84 - (0,68 + 0,15) = 1,01 \text{ m. - дълбочина на потапяне на оста и винта};$$

$$\bar{r} = \frac{\gamma}{R} = 0,7 \quad \text{- разчетен относителен радиус}$$

$\frac{t}{c}$ - максимална относителна дебелина на профила при $\gamma = 0,7R$

$$\frac{t}{c} = (0,05 \div 0,06)$$

Приемам $\frac{t}{c} = 0,055$

Кавитационните качества на винта се определят по отношението на фактическата му честота и критичната:

Ако $\frac{n}{n_{кр}} \leq 0,9$ - кавитация няма;

Ако $0,9 < \frac{n}{n_{кр}} < 1,0$ - възможна е кавитация;

Ако $\frac{n}{n_{кр}} \geq 1,0$ - развита кавитация;

$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ - земно ускорение;

$K_T = f\left(\frac{P}{D}; J\right)$ - коефициент на упора;

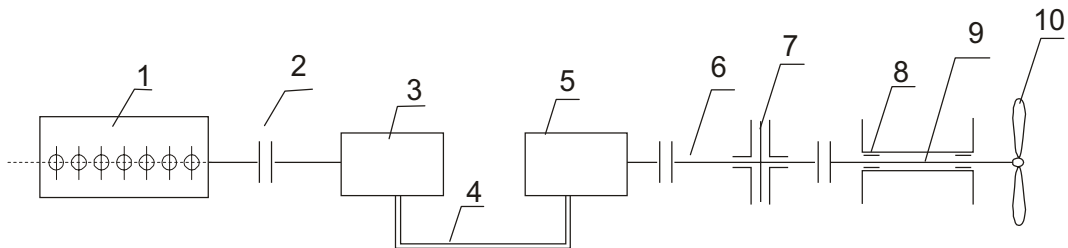
$K_T = 0,157$ - от $K_T - J$ диаграма.

$$\frac{n}{n_{кр}} = \frac{310 \text{ min}^{-1}}{9,34 \text{ sec}^{-1}} = \frac{310/30}{9,34 \text{ sec}^{-1}} = \frac{5,17 \text{ sec}^{-1}}{9,34 \text{ sec}^{-1}}$$

$$\frac{n}{n_{кр}} = 0,554 \leq 0,9, \text{ т. е. кавитация на ГВ няма.}$$

1.4. ПОДБИРАНЕ НА УПОРЕН ЛАГЕР

Обобщената схема, по която ще се извърши проектирането на обемно-хидравлично задвижване е следната:



- 1- КДД
- 2 - фланцево съединение
- 3- хидропомпа
- 4 - тръбопровод
- 5 - хидромотор
- 6 - упорен вал
- 7 - упорен лагер
- 8 - дейдвудна тръба
- 9 - гребен вал
- 10 - гребен винт

УПОРЕН ЛАГЕР МИТЧЕЛ[4]

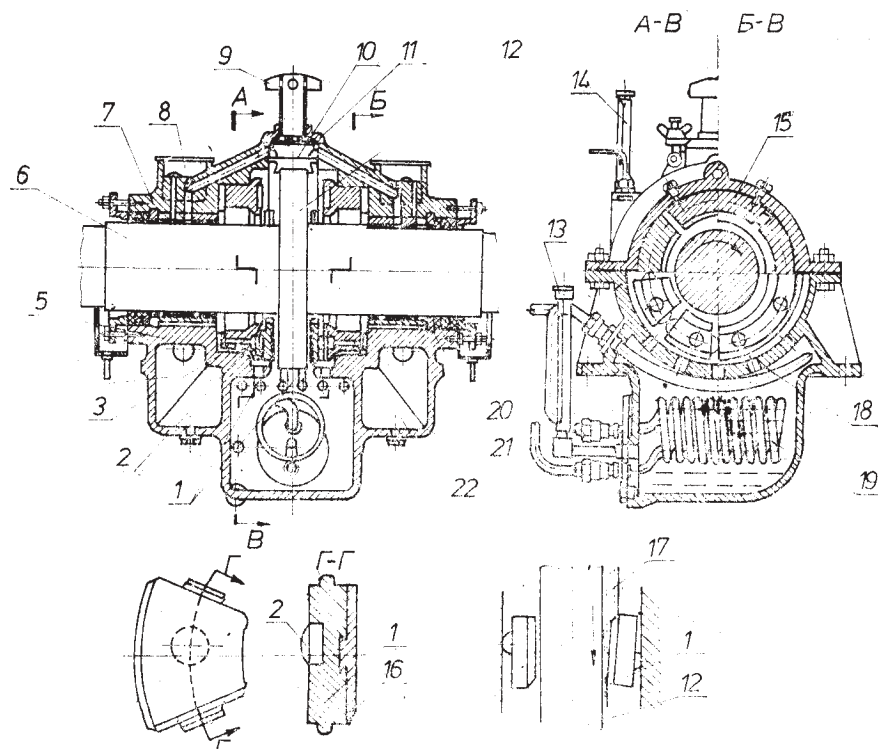
С вала на хидромотора непосредствено е съединен упорният лагер, който е къс и е изкован заедно с упорния гребен. Упорният вал се поставя на специален вал и с помощта на фланци се закрепя към хидромотора и гребния вал. Лагерът, в който се поставя упорния вал се нарича упорен лагер. Той поема упорната сила по оста на гребния вал, предизвикана от реакцията на водата върху лопатките на гребния винт при неговата работа.

Упорният лагер е неподвижно и здраво закрепен към набора на кораба. Силата на гребния винт се предава от упорния лагер на корпуса на кораба. Предаването на упора на винта към колянвия вал на главен двигател, а в случая към вала на хидромотора, е недопустимо.

На съвременните морски кораби най-често се срещат упорните лагери тип Митчел. Тялото 21 на лагера има в двата си края радиални лагери 5 и 20, в които лежи упорния вал. Заедно с упорния вал се изковава гребенът 12. От

двете страни на гребена са поставени ред упорни възглавници (сегменти) 1, залети с бабит. Възглавниците се опират в скобите 3 чрез закалените си центрове със сферична глава и закалените опори, поставени в скобите 3. На бабитовата заливка на възглавниците е направено скосяването 16, насочено срещу движението на гребена. Тъй като сегментите 1 разположени от едната страна на гребена приемат упорната сила на винта на преден ход, а сегментите разположени от другата страна - на заден ход, то и скосяването им ще бъде обратно. Упорните центрове 2 са изместени от геометричната ос на сегментите встрани, обратно на скосяването 16.

Долната част на тялото на лагера представлява маслена вана. При въртенето на вала маслото се увелича от гребена 12 и пред скосената част на възглавниците се появява маслен слой 17.



Упорен лагер тип Митчел

Образува се маслен клин, в който се създава налягане на маслото, под чието влияние възглавницата 1 застава наклонено към гребена. С това се подобряват условията за образуване на маслен клин, като тъгълът на наклона на възглавницата зависи от скоростта на движение на гребена. Това че, възглавницата се опира в една точка и че опорната точка е изместена спрямо

центъра, прави възглавницата самонагаждаща се в зависимост от скоростта на въртене на вала.

Упорният лагер има маслопоказателно стъкло 13, серпентини 18 и 19 за охлаждане на маслото и пространства 4 и 22 за охлаждащата вода. Температурата на лагера се контролира по термометъра 14.

На гребена е разположен капакът 11, през който се налива маслото. Капакът 11 има отгоре вентилационна тръба 9, а отдолу - маслоотражател 10, който улавя маслото от гребена и го отправя за мазане на лагерите 5 и 20. За смазване при малки обороти на вала над тези лагери са предвидени фитилни масльонки 8.

В КСУ с малка мощност се използват ролкови упорни лагери. В някои реверсни редуктори може да има вградени упорни лагери.

ОПРЕДЕЛЯНЕ НА МИНИМАЛНИЯ ДИАМЕТЪР НА УПОРНИЯ ВАЛ ПО ПРАВИЛАТА НА БЪЛГАРСКИ КОРАБЕН РЕГИСТЪР (БКР)[8]

Диаметърът на упорния вал на невграден лагер трябва да се определи по формулата:

$$d_{\text{УВ}}^{\text{min}} = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n} \cdot \frac{B}{A}} \quad [\text{mm}] \quad \text{от [8]}$$

където $k = 1,10$ - коефициент отчитащ конструктивния вид на вала

P - мощност предавана на вала

$$P = \eta_{\text{хид.пред.}} \cdot P^{\text{КДД}} = 0,85 \cdot 110,3 = 93,76 \quad [\text{kW}]$$

$n = 310 \text{ min}^{-1}$ - обороти на хидромотора

$$A = 1 - \left(\frac{d_0}{d_a}\right)^4 = 1 - \left(\frac{0}{d_a}\right)^4 = 1$$

d_0 - фактически диаметър на осевия отвор във вала

d_a - фактически диаметър на вала с осев отвор

B - коефициент, отчитащ якостта на опън на материала на вала

$$B = \frac{560}{R_m + 160} = \frac{560}{400 + 160} = 1$$

R_m [MPa]- якост на опън на материала на вала

F - коефициент, отчитащ типа на главното задвижване

$$F = 100$$

$$d_{\text{УВ}}^{\text{min}} = 100 \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{93,76}{310} \cdot \frac{1}{1}} = 74 \text{ mm}$$

Това е минималният диаметър на упорния вал, без да се отчита прибавката за следващо пристъргване в периода на експлоатацията.

Избирам упорен вал от каталог на фирмата «Axilus»® [7] със:

$$d_{\text{УВ}} = 110 \text{ mm}$$

$$L = 600 \text{ mm}$$

СЪЕДИНЯВАНЕ НА ВАЛОВОТЕ

Съединяването на ГВ и УВ се прави по правилата на БКР.

Фланцовите съединения трябва да се изпълняват с цилиндрични пасболтове. Във всички случаи броят на пасболтовете да не е по-малък от три.

Дебелината на съединителните фланци на УВ да бъде по-малка от 0,2 от изисквания диаметър на междинния вал и не по-малка от диаметъра на съединителните пасболтове.

Приемам за диаметъра на фланеца, диаметър на пасболтовете и диаметър на центровата окръжност на УВ такива, че да са равни на тези на гребния вал. Тези размери могат да бъдат изработени по желание от фирмата, докато дължината и диаметъра на вала са стандартни.

Избирам също броят на пасболтовете на фланеца на УВ да е равен на този на фланеца на ГВ.

Избирам упорен лагер от каталога на «Axilus» [7] с размери:

$$d=110 \text{ mm};$$

$$A=300 \text{ mm} - \text{дължина на лагера};$$

$$B=420 \text{ mm} - \text{ширина на лагера};$$

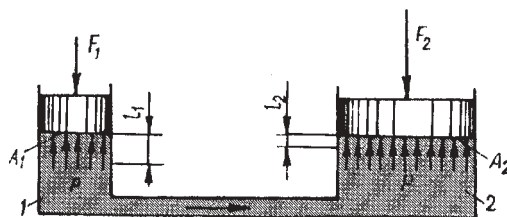
$$H=335 \text{ mm} - \text{височина на лагера}.$$

(вж. каталог на «Axilus» в Приложение)

ГЛАВА II. АНАЛИЗ НА СИСТЕМИТЕ ЗА ХИДРАВЛИЧНО ЗАДВИЖВАНЕ И ПОДБИРАНЕ НА ПОДХОДЯЩА СХЕМА

II.1. ПРИНЦИП НА ДЕЙСТВИЕ, СТРУКТУРНА СХЕМА И ФУНКЦИОНАЛНИ ОСОБЕНОСТИ НА ЗАДВИЖВАНЕТО [4]

Под термина обемно хидравлично задвижване следва да се разбира съвкупност от хидромеханични преобразуватели на енергия, машини -обем тип (помпи, хидромотори и цилиндри) хидравлични устройства (клапани за дебит и налягане, разпределители и др.) и хидролинии (тръбопроводи), предназначени за предаване на енергия и привеждане в движение на механизми и машини посредством работна течност под налягане. Отделните работни камери на преобразувателите, устройствата и хидролиниите са съединени херметично помежду си и образуват един общ, запълнен с еднородна течност затворен обем. Част от ограждащата контролна повърхнина на този обем се състои от подвижни повърхности на работните органи - бутала, пластини, зъбни и винтови повърхнини и др. Изменяйки относителното положение на тези подвижни работни органи, се реализира като следствие промяна на налягането на течността в една част от общия затворен обем. Съгласно закона на Паскал това изменение на налягането се предава равномерно на всички течни частици от обема. Именно този физически закон е залегнал като основа в принципа на действие на обемното хидрозадвижване. Една илюстрация на този принцип е азана на фиг. 4.1.



фиг. 4.1

Съгласно схемата при упражнено усилие F_1 на лявото подвижно бутало в цилиндъра 1 работната течност, изтласкана от буталото, по свързващия тръбопровод се подава в цилиндъра 2. Практически течността е несвиваем флуид ($\rho = \text{const}$) и дясното подвижно бутало се премества нагоре, преодолявайки съпротивителната сила F_2 като извършва полезна работа. Следователно движението на първото бутало (в цилиндъра 1) се предава чрез затворен обем течност на второто бутало (в цилиндъра 2), като налягането в

течността се определя от външния товар F_2 . Такъв тип задвижване се нарича обемно хидравлично.

Ако се пренебрегнат загубите по закона на Паскал, налягането в цилиндрите 1 и 2 е еднакво и следователно е валидно съотношението:

$$(4.1) \quad p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Отчитайки несвиваемостта на течността (и при отсъствие на обемни загуби), може да се запише:

$$(4.2) \quad l_1 A_1 = l_2 A_2 ; \quad v_1 A_1 = v_2 A_2$$

където: $v_{1(2)}$ - скорост на преместване на буталото.

Мощността, употребена за преместване на буталото в цилиндъра 1, е:

$$(4.3) \quad P = F_1 v_1 = p A_1 v_1$$

Но произведението $A_1 v_1 = Q$ представлява обемният дебит на течността и следователно без отчитане на загубите $P = p \cdot Q$. Това произведение се нарича хидравлична мощност на течния поток. Произведението представлява механичната мощност, развивана от цилиндъра 2.

Съотношението:

$$(4.4) \quad i = \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

се нарича предавателно число на обемното хидрозадвижване, или още коефициент на хидравлична редукация.

На фиг. 4.2 е показана обобщена структурна схема на обемно хидрозадвижване, а на фиг. 4.3 - конкретна условна хидравлична схема на опростено задвижване.

Особеностите и принципът на действие на задвижването (фиг. 4.2) са следните. От първичен източник 1 (електродвигател или ДВГ) се по-дава механична енергия към нерегулируема обемна помпа 2, която преобразува енергията в хидравлична. След това по тръбопровода 4 и през контролно-регулиращата апаратура 5 хидравличната енергия се подава към хидродвигател 7 (силов цилиндър или хидромотор), в който енергията от-ново се преобразува в механична и отива към работната машина 8. Течността, която е отдала своята енергия, чрез отливни тръбопровода 6, се връща обратно в резервоара 3. Разпределителят 5 (в конкретната схема) служи за промяна посоката на движение на течността, без да оказва съпротивление на потока.

Основните предимства на обемното хидрозадвижване, които обуславят широкото му приложение, са следните:

1. свобода в пространственото разположение на машините и устройствата на задвижването;
2. просто възпроизвеждане на големи сили и въртящи моменти в широк скоростен диапазон;
3. фино и безстепенно регулиране на скорост, сила и въртящ момент с възможност за точно позициониране на изходното звено;
4. проста и надеждна защита от претоварване;
5. малки габарити и маса на хидравличните елементи - добра динамика на задвижването като цяло;
6. относителна взриво- и пожаробезопасност.

Заедно с положителните страни на обемните хидравлични задвижвания трябва да се отбележат и някои техни недостатъци:

1. многократно преобразуване на енергията, което понижава ефективността на задвижването;
2. замърсяване на околната среда от външни пропуски на работната течност;
3. силно изявена зависимост на вискозитета на р.т. от температурата;
4. необходимост от прецизно филтриране на работната течност.

Основните елементи (машини и устройства) на едно хидрозадвижване са:

А/ Хидро-механичен преобразувател на енергия, генератор на налягане - помпа. Тя получава механична енергия от външен източник и я преобразува основно в енергия на налягане на работния флуид.

Б/ Хидродвигател - цилиндър, хидромотор. Преобразува енергията на работния флуид в механична на изходното звено (бутален прът, вал)

В/ Управляващи устройства. Служат за промяна посоката на движение на флуида и за регулиране основните параметри на флуидната енергия - налягане и дебит.

Г/ Спомагателни устройства и принадлежности. Към тази група, спадат тръбопроводи и тръбни съединения, резервоари, филтри, акумулатори, запорни кранове и др. Те изпълняват спомагателни функции, но без тях не може да бъде изградена хидравличната система за задвижване.

Съществена и многостранна роля в хидрозадвижването изпълнява работната течност. Без нея фактически задвижването не може да функционира. Тя служи основно за предаване на енергия и/или информация. Допълнително изпълнява немаловажни функции, като охлажда и смазва прецизните работни двойки в хидравличните елементи; отстранява от прецизните

двойки продуктите на износването; предпазва детайлите от корозия. Към настоящия момент в качеството на работни течности за обемни хидрозадвижвания се използват основно хидравлични масла на минерална основа. За целите на хидравликата те са били внедрени през 1920 г., като след 1940 г. са легирани и към тях се прибавят т.нар. прибавки (присадки) (специални химически вещества, добавени в малки количества, които подобряват свойствата на работната течност). Съвременната работна течност съдържа 85÷98 % базово масло на нефтена основа и прибавки. За да изпълнява надлежно своите функции в хидрозадвижването, е необходима прецизна филтрация - 10 до 25 μm . За да се отстрани вредното влияние на температурата върху работната течност, при съвременните мощни задвижвания се вграждат в системата водни и въздушни охладители или терморегулиращи подсистеми. Последните обикновено работят на автоматичен принцип.

II.2 ЕЛЕМЕНТИ НА ХИДРАВЛИЧНИТЕ ЗАДВИЖВАНИЯ

РАЗПРЕДЕЛИТЕЛИ [9]

Разпределителите са хидравлични устройства, които са предназначени за управление на пускането, спирането и посоката на движение на работа течност в два или повече тръбопровода в резултат на наличието на управляващо въздействие. В зависимост от броя на външните тръбопровода; свързани към разпределителите, те биват двупътни, трипътни, четирипътни и многопътни.

Според конструкцията на затвора разпределителите се подразделят на кранови, клапанни и плунжерни, а според броя на фиксираните положения на затвора — на двупозиционни, трипозиционни, четирипозиционни и многопозиционни.

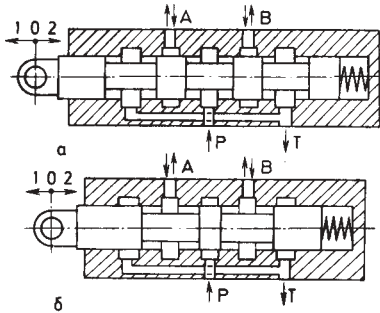
Според броя на затворите разпределителите са едносекционни, двусекционни и многосекционни (батерийни).

В зависимост от начина на управление разпределителите са с ръчно, механично, хидравлично, пневматично, електрично и комбинирано управление.

Освен като направляващи, предназначени само да изменят посоката на течността, разпределителите са и дроселиращи, които освен посоката могат да изменят и дебита на работната течност. Дроселиращите разпределители намират приложение в хидравличните усилватели.

Плунжерни разпределители

Те са най-широко разпространените разпределители в хидрозадвижва-

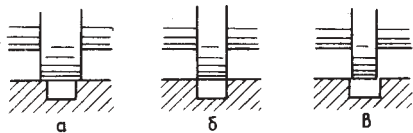


Четирипътни трипозиционни плунжерни разпределители

а—с съвпадаща посока;
б—с несъвпадаща посока

нията на различните машини. Това се обяснява с простотата на конструкцията, компактността и голямата надеждност в експлоатация. Плунжерните разпределители работят с налягания до 30 МРа и дебити над 1000 dm³/min. С тях лесно се осъществява многопозиционност. Плунжерните разпределители са напълно уравновесени от силите на налягане, имат малки сили на триене и са най-удобни за системите с автоматично и дистанционно управление.

Основни елементи на тези разпределители са плунжерът с пояси (пръстени) и цилиндричната втулка (гилза) с отвори за свързване. На фиг. ** са показани два четирипътни трипозиционни разпределители със съвпадаща посока на движението на плунжера и течността (а), което се осъществява чрез четирипоясен плунжер, и с несъвпадаща посока (б) с трипоясен плунжер.



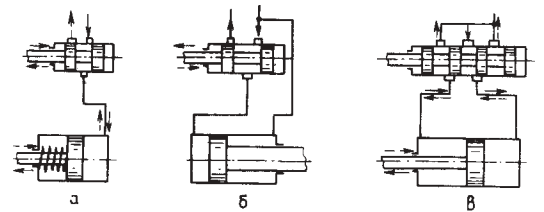
Припокриване при плунжерните разпределители

Поради по-голямата си технологичност и компактност трипоясният плунжер напоследък намира по-голямо приложение.

На фиг. ** са използвани международните означения на каналите за свързване, които са възприети и у нас: Р—помпа; Т—резервоар; А и В—към изпълнителния механизъм.

Важен конструктивен параметър на плунжерните разпределители е припокриването между поясите на плунжера и пръстеновидните канали на втулката. В зависимост от припокриването плунжерните разпределители са с положително припокриване (фиг. **), с нулево (фиг. **) и с отрицателно припокриване (фиг. **). Обикновено направляващите разпределители се изпълняват с положително припокриване, тъй като при отрицателно, припокриване се увеличават много пропуските, а разпределителите с нулево припокриване се изработват много трудно. Разпределителите с отрицателно припокриване се използват предимно като дроселиращи разпределители (хидравлични усилватели) в следящите системи.

Най-голямо приложение в хидрозад-
движванията намират трипътните и
четирипътните плунжерни разпре-
делители. Двупътните се използват рядко,
тъй като по същество те представляват
спирателни (запорни) елементи.
Трипътните разпределители се използват
обикновено за управление на
еднодействащи хидроцилиндри (а). При
подходящо свързване те могат да управляват и двойнодействащи цилиндри с
едностранен прът и диференциално действие (фиг. 18.44 б). Когато буталната
камера се свърже с попмата, поради различната ефективна площ на буталото,

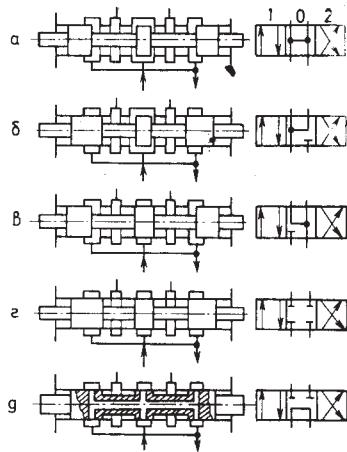


Управление на хидроцилиндри
с разпределители
а—с трипътен; б—с трипътен и диферен-
циално свързване; в—с четирипътен

то ще извърши ход напред, когато същата
камера се свърже с отвеждащата тръба,
под действие налягането в прътовата
камера буталото ще извърши ход назад.
Четирипътните разпределители се използ-
ват в схеми с двойнодействащи
хидродвигатели (фиг.18.44в).

На фиг.18 45 са показани схемите
на пет най-често срещани четирипътни
трипозиционни разпределители.

Разпределители с отворен център и
отворено отвеждане (фиг.18.45 а). При
средно положение осигуряват пълно
натоварване на системата в резервоара.
Буталото на хидроцилиндъра се намира в
плаващо положение. Разпределителите от



Схеми на четирипътни
трипозиционни разпределители
а—отворен център и отвеждане; б—отворен
център и затворено отвеждане; в—затворен
център и отворено отвеждане; г—затворен
център и отвеждане; д—затворен център и
отвеждане с разтоварване на помпата

този тип се употребяват, ако технологичният процес е с големи паузи (напри-
мер в металорежещите машини при снемане и поставяне на тежки и/ големи
заготовки, в тракторните навесни системи при работа с навесни селскосто-
пански машини), но не е целесъобразно спирането на помпата.

Разпределители с отворен център и затворено отвеждане (фиг. 18.45б).
При нулева позиция и двете страни на хидроцилиндъра са под налягане. При
цилиндри с едностранен прът се осигурява бърз ход напред, а с двустранен —
спиране на движението. В тази позиция на плунжера помпата се разтоварва
през предпазно-преливния клапан. Не се препоръчват за дълги паузи, тъй като
мощността на помпата преминава в топлина и загрява бързо работната теч-

ност.

Разпределители със затворен център и отворено отвеждане (фиг. 18.45в). В нулева позиция на плунжера буталото е в плаващо положение. Ето защо при вертикални цилиндри е необходима противотежест за уравнивяване на теглата на подвижните части и избягване на пълзенето на буталото под тяхното действие. Помпата може да се разтовари от налягане чрез специален клапан или двупътен разпределител.

Разпределители със затворен център и затворено отвеждане (фиг. 18.45г). При средно положение на плунжера помпата и хидродвигателя са изолирани. Помпата се разтоварва при пълна мощност в резервоара през предпазно-преливен клапан или може да захранва друг хидродвигател. Разпределителите от този тип се използват при необходимост от фиксиране на буталото в зададено положение за малък интервал от време.

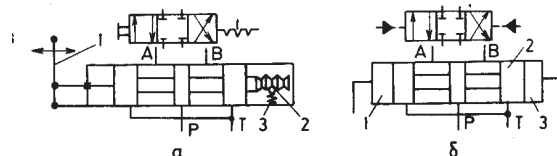
Разпределители със затворен център и отвеждане, но с разтоварване на помпата (фиг. 18.45д). Разтоварването на помпата става през каналите на кухия плунжер, като в нулева позиция съединяват помпата с резервоара. Разпределителите от този тип се използват, ако в технологичния цикъл има дълги паузи, а не е целесъобразно спирането на помпата или при последователна работа на два хидродвигателя.

Изборът на схемата и типа на разпределителя зависи от цикъла на работа на машината. Двупозиционните разпределители се употребяват при обработване на детайли с няколко прохода, например в шлифовъчни машини. Трипозиционните разпределители намират приложение в този случай, когато е необходима кратковременна пауза.

Многопозиционните разпределители почти винаги се употребяват в металорежещи машини с автоматична смяна на командата, например в агрегатни машини, когато заготовките се обработват за един проход.

Управлението на плунжерните разпределители е ръчно, хидравлично, електрическо и комбинирано.

При разпределителите с ръчно управление (фиг. 18.46а) последното се осъществява с лоста 1, който за намаляване на необходимата сила се прави с 8-10-кратно съотношение на рамената. Най-често при тези разпределители се предвижда принудително фиксиране на плунжера чрез сачмата 2, притискана от пружината 3.



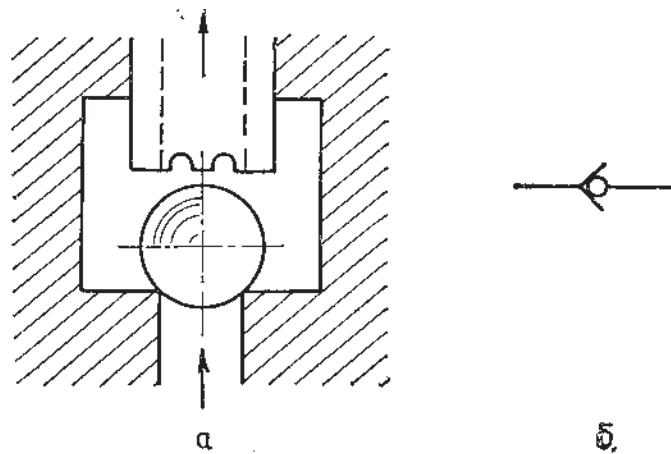
Управление на плунжерни разпределители
а — ръчно; б — хидравлично

В трипозиционните разпределители с хидроуправление (фиг. 18.46.б) средното положение на плунжера се получава при едновременно подвеждане на течност под налягането в лявата 1 и дясната 3 камера на буталото. Ако налягане се подаде само в едната камера, например 1, а другата се свърже с резервоара, плунжерът 2 ще се премести надясно и ще осигури съответно свързване на хидродвигателя. Разпределителите с хидравлично управление се използват при големи дебители (над $60 \text{ m}^3/\text{min}$) и се управляват с четирипътни кранове или малки плунжерни разпределители.

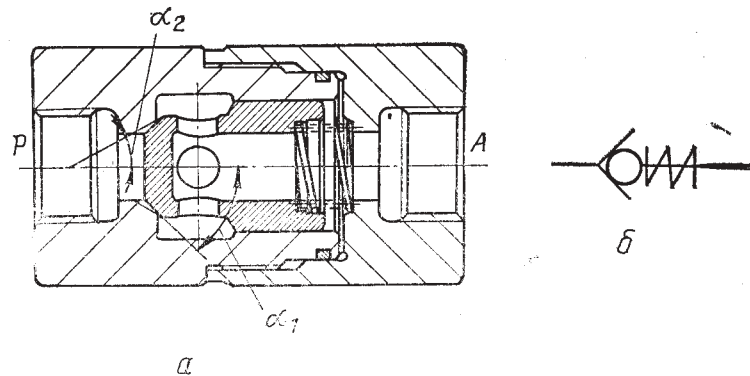
ОБРАТНИ КЛАПАНИ [10]

Обратните клапани са устройства, с които се осъществява спиране на протичането на хидравличния поток в една посока при свободното му протичане в обратна посока. В повечето случаи на приложение обратните клапани се използват за херметично затваряне на части от хидравличната система. В зависимост от вида на регулиращия елемент тези устройства се изпълняват в два основни конструктивни варианта:

- сачмени обратни клапани (фиг. 2.85);
- седлови обратни клапани с плунжерен затвор (фиг. 2.86).



Фиг. 2.85. Сачмен обратен клапан
а — привидно устройство; б — условно означение на клапан без пружина



Фиг. 2.86. Седлови обратен клапан с плунжерен затвор
а — устройство; б — условно означение на клапан с пружина

Сачмата като регулиращ елемент има предимството, че дава възможност за създаване на по-евтина конструкция. Тя обаче има недостатък, че при работа уплътняващият ръб на тялото или на втулката образува вдлъбната кръгла следа върху сачмата и тъй като тя не винаги заема едно и също положение, това води до нарушаване на херметичността на затваряне. По тази причина сачмените обратни клапани се използват при сравнително по-ниски налягания.

В седловите обратни клапани с плунжерен затвор херметичността не се нарушава по време на експлоатация поради воденето на регулиращия елемент в тялото на клапана и притискането му в едно и също положение. Напротив при ударното затваряне на регулиращия елемент неравностите по контактните повърхности се деформират пластично и по този начин се отстранява дори една начална нехерметичност. Контактната седлова повърхност между тялото и регулиращия елемент не трябва да бъде голяма, както за да се получи еластична деформация и да се компенсират неточностите при изработването, така и за да бъде клапанът нечувствителен към замърсяване. Една разлика от $3\div 4^\circ$ в ъглите α_1 и α_2 , (фиг. 2.86) на конусните повърхности дава възможност да се получи автоматично изменение на контактната повърхност с увеличаване на налягането. При ниски налягания тя е малка, а при високи се увеличава вследствие на еластичната деформация на втулката на клапана. Така се осигурява по-добра херметичност при изменение на натоварването.

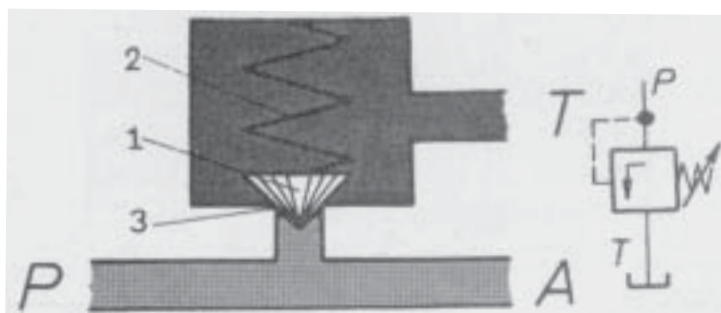
Обратните клапани с пружина (фиг. 2.86) могат да се монтират в произволно положение. Обикновено пружинната сила се избира такава, че за отваряне на клапана е необходимо налягане приблизително 0,1 МПа. В случаите, когато в хидравличната система е необходимо да се осъществи подпорно на-

лягане, се изпълват обратни клапани с по-голяма сила на пружината, при която налягането на отваряне е 0,3—0,6 МРа.

Статичната характеристика на обратните клапани показва изменението на пада на налягане Δp в клапана в зависимост от протичащия през него дебит (фиг. 2.87). Вследствие на хидравличните загуби в клапана падът на налягането постепенно се повишава от налягането на отваряне Δp_0 , определено от пружината, до една стойност Δp_N , след която загубите бързо нарастват. Пропускателната способност се характеризира със стойността на дебита при налягането Δp_N .

ПРЕДПАЗНИ КЛАПАНИ [4]

Това са най-важните елементи за гарантиране безаварийната работа на една хидросистема. Предпазните клапани също биват с пряко и косвено (пилотно) управление. На фиг. 4.7 е показана конструктивната схема на предпазен клапан с пряко (директно) управление.



Фиг. 4.7

Клапанът за налягане се състои от тяло, конусен затвор 1 и притискаща пружина 2. Линията високо налягане $p(A)$ е означена в светлосиво , а отливната хидролиния T — в тъмносиво .

Действието на клапана е следното:

При достигане на пределно висока стойност на налягането на работната течност (тази стойност се определя от предварителната деформация в пружината) затворът 1 се повдига от леглото 3 и открива проходно сечение 1 към канала T . Част от течността преминава, дроселирайки се, и през канала T се отвежда в резервоара. Щом налягането спадне под границата за настройка на клапана, затворът 1 отново се установява в леглото 3 и херметично прекъсва връзката $p(A)$ ----- T .

ДРОСЕЛИ [9]

Дроселите са устройства с големи хидравлични съпротивления, на които геометричните размери на проходния отвор (светлото сечение) не се изменят под действие на протичащия флуид. Следователно те представляват местни съпротивления, които се използват в хидравличните системи за регулиране на дебита или създаване на определена разлика между наляганията.

По принципа на действие дроселите се разделят на линейни и нелинейни.

В линейните дросели, загубите на налягане се определят основно от вискозитета, т. е. от триенето на течността при протичането ѝ през дълги канали с малки сечения. Разликата между наляганията тук е линейна функция на протичащия дебит или на средната скорост на потока. Поради ламинарния характер на течението тези дросели се наричат още ламинарни.

В нелинейните дросели загубите на налягане се определят основно от инерционните сили, т. е. от деформацията на потока и вихрообразуването. Когато загубите от вискозно триене клонят към нула, падът на налягането в дросела зависи само от квадрата на средната скорост (дебита) на потока. Тогава нелинейните дросели се наричат квадратични. Наричат ги още и турбулентни поради турбулентния режим на течението в тях.

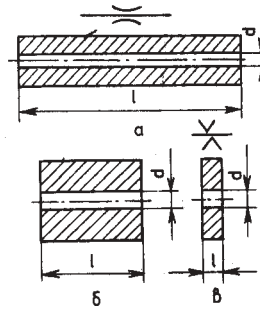
Според възможността за регулиране на хидравличното им съпротивление дроселите биват нерегулируеми и регулируеми.

Нерегулируеми дросели

Към нерегулируемите дросели се отнасят капилярната тръбичка, втулката, шайбата и пакетите от шайби.

Капилярната тръбичка (фиг. 18.23 а) се изработва с дължина $l > 20d$, което определя загуби на налягане само от триене. Използва се при ниски налягания. Характеристиката ѝ $\Delta p_v = f(Q)$ е линейна и нестабилна. Подобни дросели представляват отворите с малък диаметър и голяма дължина, шлицовите канали (прорезите) във винтове и пресуваните щифтове.

Втулката (фиг. 18.23б) е с дължина $l = (1 \div 5)d$. Загубите на налягане тук се определят както от триенето по дължината ѝ, така и от внезапното свиване и внезапното разширение на течението. Зависимостта $\Delta p_v = f(Q)$ е нелинейна и нестабилна при изменение на температурата (вискозитета) на течността.



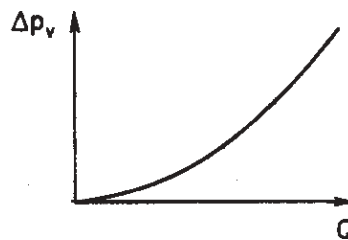
Шайбата (фиг. 18.23 е) е с дължина на отвора $l = (0,4 \pm 1)d$, с което се имитира изтичане от отвор в тънка стена. Съпротивлението ѝ зависи от големината на отвора, чийто минимален диаметър $d_{\min} = 0,1 \text{ mm}$ се определя от опасността за поява на облитерация. Загубите на налягане в шайбата се определят главно от внезапното свиване и внезапното разширение на течението, тъй като линейните загуби могат да се пренебрегнат. В случая

$$\Delta p_v = \zeta_m \rho \frac{c^2}{2} \quad (18.11)$$

където ζ_m е сумарният коефициент на местно съпротивление от свиване и разширение. Като се изрази скоростта на течението чрез дебита и сечението на отвора, загубите на налягане в шайбата по (18.11) са

$$\Delta p_v = \frac{12\rho}{\pi^2 d^4} Q^2 = \text{const} Q^2 \quad (18.12)$$

Уравнение (18.12) показва, че характеристиката на този вид дросели е квадратна парабола (фиг. 18.24).



фиг. 18.24

Увеличаването или намаляването на загубите на налягане в шайбата при постоянен дебит става чрез изменение на диаметъра на отвора.

За получаване на по-големи съпротивления от това на една шайба, като се запазва диаметърът на отвора по-голям, се използват пакети от дроселни шайби. (фиг. 18.25).

Пакетът се състои от корпуса 1, дроселните шайби 2, дистанционните втулки 3 и капациите 4.

За да се избегне взаимното влияние между шайбите, те са разположени на разстояние $(3\div 5)d$ една от друга, като отворите на съседните шайби не лежат на една ос. За целта отворите са пробити ексцентрично, а при монтажа шайбите се завъртат една спрямо друга. Диаметърът на отворите обикновено е $0,5\div 1,5$ mm.

Хидравличното съпротивление на пакета се определя като сума от съпротивления на отделните шайби. Ако всички шайби са еднакви, загубите на налягане в пакета са

$$\Delta p_v = \frac{12\rho}{\pi^2 d^4} Q^2 \quad (18.13)$$

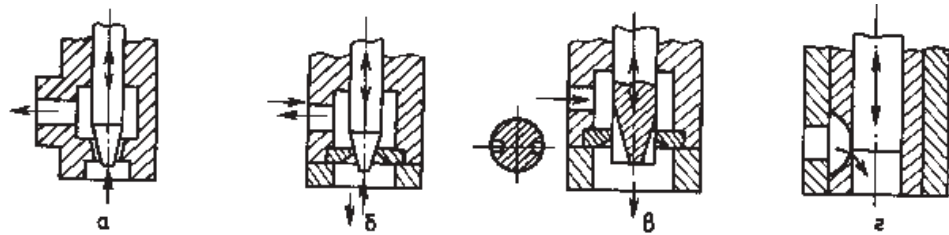
където n е броят на шайбите.

Понякога броят n на шайбите в даден пакет може да се променя. Такъв пакет се нарича настроен.

Квадратичните дросели имат много стабилни характеристики спрямо температурата на работната течност, тъй като загубите на налягане в тях не зависят от вискозитета ѝ.

Регулируеми дросели

Регулируемите дросели се подразделят според вида на отвора или затвора — иглени (конусни), плунжерни, пластинкови, винтови, шлицови, жлебови (прорезни) и др.; според движението, на затвора — с паралелно изместване (вентилни дросели) и със завъртане (кранови дросели).



Фиг. 18.26. Конструкции на вентилни дросели
а—конусен; б—иглен с диафрагма; в—плунжерен с надлъжни шлицы; г—плунжерен

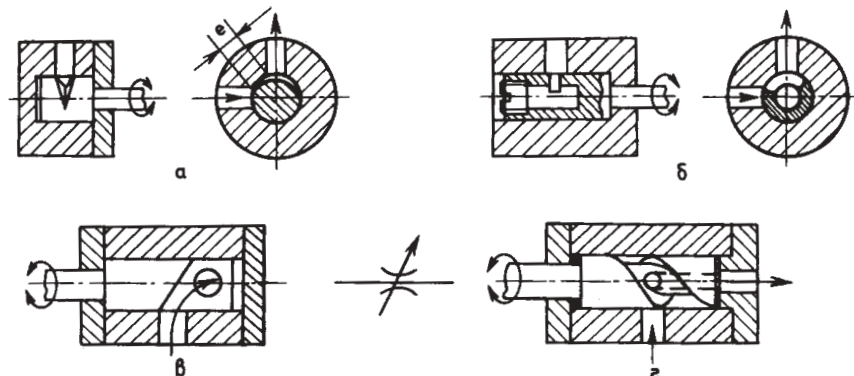
Вентилни дросели

Дроселът на фиг. 18.26 а е с конусен (иглен) затвор, Течността се подава под затвора и се отвежда от страничния отвор. Дроселите от този тип се използват в системи с ниски и средни налягания. Съществен техен недостатък е склонността им към облитерация. В това отношение е за предпочитане конструкцията на игления дросел с диафрагма (фиг. 18.26б). За фина настройка се използват дросели от типа, показан на (фиг. 18.26 в). При тях проходният отвор се образува от правоъгълни или триъгълни шлицы, изработени по цилиндричната част на плунжерния затвор с променлива, дълбочина по дължината. Предимствата на тези дросели пред иглените (фиг. 18.26 б) са по-малките дебити и по-слабото замърсяване на отворите в сравнение с тесния пръстенообразен отвор. Друг вид вентилен дросел с плунжерен затвор е показаният на фиг. 18.26 г. Дроселният отвор има форма на шпонков, канал и се отваря от челната повърхнина на плунжера.

Разгледаните на фиг. 18.26 б, в, г дросели имат стабилна параболична характеристика $\Delta p_v = f(Q)$ при изменение на температурата на работната течност.

Кранови дросели

Дроселът на фиг. 18.27 а е с плътен цилиндричен затвор, който има околоръстен жлеб с променливо триъгълно сечение. Когато е необходимо осигуряването на квадратична зависимост между дебита и ъгъла на завъртане на затвора, каналът се изработва с правоъгълно сечение и с профил на жлеба по архимедова спирала. Когато трябва да се получи стабилна характеристика $\Delta p_v = f(Q)$ при изменение на вискозитета, големината на ивицата е се намалява.



Фиг. 18.27. Конструкции на кранови дросели
а—с околоръстен жлеб (канал); **б**— с частичен прорез; **в**—с коса челна повърхнина; **г**—винтов

Конструктивна форма на кранов дросел с частичен прорез на затвора е дадена на фиг. 18.27б.

При дроселите с коса челна повърхнина (фиг. 18.27 в) и винтовите (фиг. 18.27 г) формата на отвора за подаване на работната течност се избира в зависимост от необходимостта за рязко или плавно, изменение на сечението. Лесно може да се установи, че при избиране на подходящ профил на проходното сечение може да се създаде кранов дросел с линейна характеристика на дебита от завъртането (хода) на затвора.

Крановите дросели се използват в хидросистеми с ниски и средни налягания — до 5 МРа, тъй като при по-високи налягания затворът им се завърта трудно. Съществен техен недостатък е нестабилността на характеристиката им $\Delta p_v = f(Q)$ с изменение на температурата, а също възможността от задръстване и облитерация на проходния отвор особено при осигуряване на малки дебита.

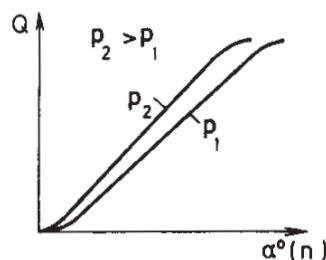
Както е известно, за да се избегне облитерацията, на една от повърхнините на канала на дросела се придава трептеливо движение. Само при наличието на такова движение могат да се получат малки стабилни дебита.

В някои хидрозадвижвания на металорежещи машини за получаване на стабилни малки дебита, необходими за осъществяване на минимални подавания се прилагат въртящи дросели. Дроселът се състои от въртящ се около неподвижен плунжер затвор, който на всяко завъртане за малък интервал от време съединява два отвора. За отстраняване на пулсациите на дебита затворът се върти с честота, по-голяма от 600 min^{-1} .

Понякога за получаване на малки скорости на подавателното движение без опасност от облитерация при малките дебита се прибягва до използване

на хидроцилиндри с по-големи диаметри (обеми).

При регулируемите дросели се използват четири вида статични характеристики: хидравлична — $\Delta p_v = f(Q)$; дебитна — зависимост на дебита от ъгъла на завъртане на затвора — $Q = f(\alpha)$ при кранови дросели и зависимост на дебита от броя на завъртанията на затвора — $Q = f(n)$ при вентилни дросели ($p = \text{const}$); геометрична — зависимост между изменението на лицето на проходния отвор и ъгъла на завъртане — $S = f(\alpha)$ или хода на затвора — $S = f(n)$, и регулировъчна — зависимост между пада на налягане в дросела и ъгъла на завъртане (хода) на затвора, т. е. $\Delta p = f(\alpha)$ или $\Delta p = f(n)$ при $p = \text{const}$.



Фиг. 18.28. Дебитна характеристика

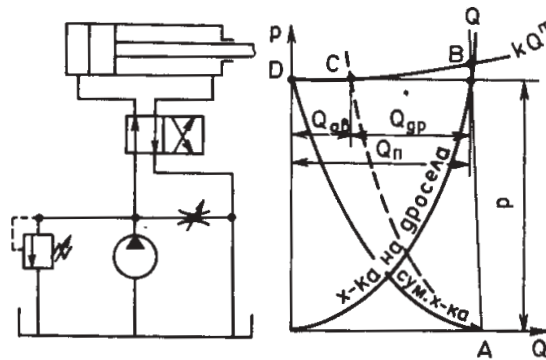
На фиг. 18.28 е показана дебитна характеристика на регулируем дросел. Тя се получава при постоянно налягане на входа. Стремешът в повечето случаи е характеристиката да бъде близка до линейната. За предпочитане е кривата $Q = f(\alpha)$ или $Q = f(n)$ да е плавна и полегата, което дава възможност за точно регулиране.

Единичните дросели се използват за регулиране на дебита в хидравлични системи със сравнително малки и постоянни натоварвания при средни и високи скорости на движение на изпълнителния механизъм и тогава, когато са допустими изменения на скоростта на изпълнителния механизъм (спомагателни устройства).

Основни показатели на дроселите са минималният и максималният дебит, работното налягане и условният отвор.

Съвместна работа на дросел с обемна помпа. В хидросистемата дроселът може да работи последователно или паралелно включен към помпата.

Намирането на параметрите на последователната работа на дросела е разгледано на фиг. 18.22 б.



Фиг. 18.29. Паралелна работа на регулируем дросел с обемна помпа

На фиг. 18.29 е показан случаят на паралелна работа. В обща координатна система се нанасят характеристиките на помпата и на дросела при напълно отворено положение. Чрез изваждане на дебитите от двете характеристики се намира сумарната характеристика на помпата и дросела. Както се вижда от фигурата, при напълно отворен дросел скоростта на работния орган е равна на нула, тъй като целият дебит на течността, подавана от помпата, преминава през дросела $Q_{\text{п}} = Q_{\text{др}}$. При междинно положение на дросела сумарната характеристика на системата се пресича в т. С, която определя налягането p и дебита $Q_{\text{др}}$ на хидроцилиндъра, а също и дебита $Q_{\text{др}}$ през дросела. Чрез затваряне или отваряне на дросела работната точка на системата може да се премества от т. В до т. D, при което дебитът в системата се изменя от $Q_{\text{др}} = Q_{\text{п}}$ до $Q_{\text{др}} = 0$. По такъв начин с изменение на дебита на работната течност към хидравличния цилиндър се получава регулиране на скоростта на движение на буталото и на свързания с него изпълнителен орган. Съпротивлението на дросела може да се избере така, че когато е напълно отворен, скоростта на буталото да не е равна на нула, да е равна на нула или да стане нула, преди да е напълно отворен дроселът.

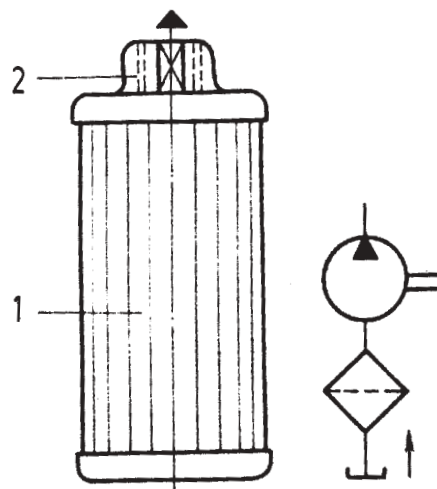
ФИЛТРИ [4]

Те са едни от най-важните хидравлични елементи в системата. Гарантират продължителната безаварийна и ефективна работа на хидравличното задвижване. Осигуряват фино почистване на работната течност от механични примеси. В съвременните корабни хидравлични системи за задвижване и управление се вграждат фини филтри със степен на почистване ($10 \div 25 \mu\text{m}$). По конструктивен признак филтрите се делят на: мрежести $\leq 25 \text{ mm}$, пластинкови - до 80 mm , хартиени - ($2 \div 30 \mu\text{m}$), филтри от неорганични

влакна $\mu 3$ mm, филтри от синтерован бронз - $(1\div 200)$ μ m, магнитни филтри - задържат феритни частици.

По функционален признак филтрите биват:

- а) филтри, включени в смукателната област;
- б) напорни филтри, включени в нагнетателния тръбопровод;
- в) отливни филтри, включени във въртящия (отливен) тръбопровод.

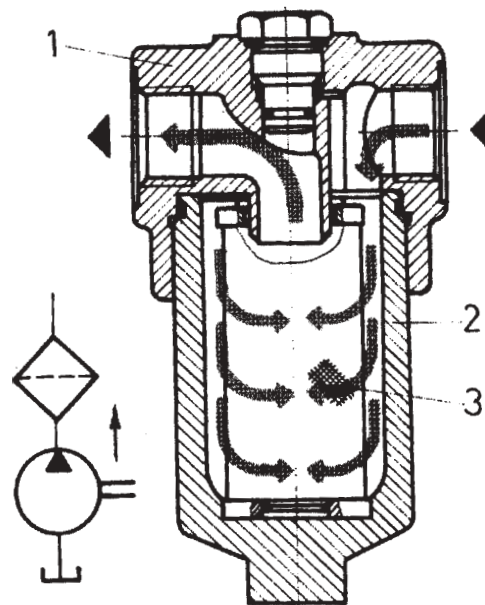


Фиг. 4.13

На фиг. 4.13 е показан смукателен филтър. Той се състои от филтриращ елемент 1, присъединителна резба към накраиник, вход 2. Смукателните филтри са предназначени за грубо първоначално филтриране ≥ 100 μ m.

На фиг. 4.14 е показана конструкцията на напорен филтър. Той включва в състава си: основа 1, корпус (кожух) 2 и филтриращ елемент 3 (с мрежа обикновено). Филтърът осигурява степен на почистване $(5\div 10)$ μ m.

Отливните филтри имат аналогична (на показаната на фиг. 4.14). конструкция.



Фиг. 4.14

РЕЗЕРВОАРИ [9]

Резервоарите при хидрозадвижванията събират цялото количество работна течност и захранват системата през време на работа.

В хидравличните системи като резервоари се използват или кухините в телата и други големи корпусни детайли, или специално оформени съдове.

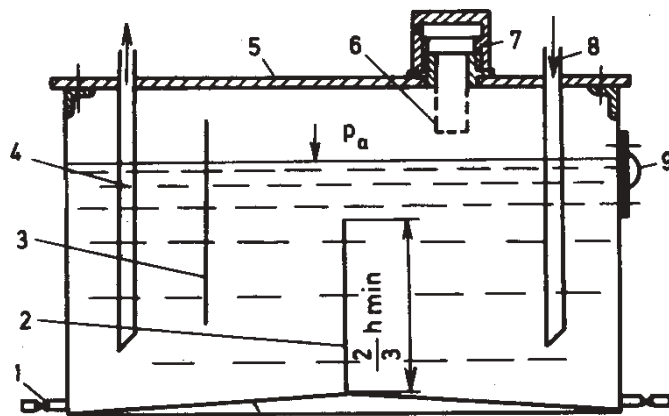
Изполването на кухините на конструктивните елементи на машините като резервоари позволява да се получи компактна система с машината. В случая към тези елементи се предявяват допълнителни изисквания, като непролускаемост, защита на работната течност от замърсяване, удобства при монтажа на помпата и др.

Когато резервоарът е специално оформен съд, той се изпълва често вместо рама, върху която се монтира помпеният агрегат и други елементи на системата. За металорежещи машини с повишена точност това е за предпочитане, както за избягване на топлинните деформации на корпуса при нагряване на течността, така и за намаляване на нивото на вибрациите.

Съдовете за резервоари се изработват от стоманена ламарина чрез заваряване. Обемът на резервоара се определя на основата на топлинни изчисления или се приема 3—4 пъти по-голям от дебита на помпата dm^3/min , като се прави проверка за повишаването на температурата ΔT на работната

течност.

Примерно изпълнение на резервоар е показано на фиг. 19.16. За получаване на по-добро утаяване и отделяне на въздуха резервоарът се разделя на две части с преградата 2. В едната част се поставя смукателната тръба 4 на помпата на разстояние от дъното не по-малко от два диаметъра, а в другата — по възможност най-отдалечено, довеждащата тръба 8 и дренажните тръби, потопени под най-ниското ниво h_{\min} на работната течност.



Фиг. 19.16. Резервоар за хидрозадвижване

За периодично почистване на резервоара капакът 5 трябва да може лесно да се отваря. Обикновено върху него е гърлото 7 за напълване на резервоара, снабдено с мрежестия филтър 6 и отвор за пропускане на въздух. Резервоарът трябва да има нивопоказатели 9 за горно и долно ниво на течността, както и пробки или кранове 1 за изпразване. Понякога за задържане на пяната се поставя втората преграда 3. Освен това към резервоара се предвиждат и дръжки или уши за транспортиране.

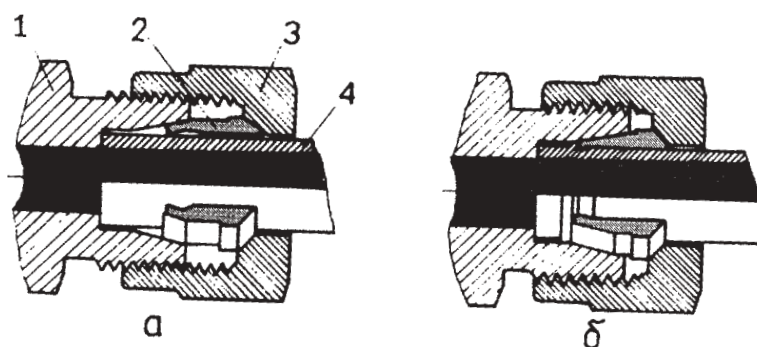
Резервоарът трябва да е добре уплътнен, всички отвори да се затварят добре, за да се избегне попадане в него на прах и други твърди частици, които замърсяват работната течност.

ТРЪБОПРОВОДИ И СЪЕДИНЕНИЯТА ИМ [4]

Тръбопроводите са специализирани хидравлични устройства (хидролинии), които служат за транспортиране на флуида от генератора на налягане до консуматорите на флуидна енергия. В обемните хидравлични задвижвания основно се използват безшевни (студено и горещо валцовани)

стоманени тръби от Ст. 10; 20; 35. Освен стоманените (твърди) тръбопроводи в корабната практика намират широко приложение т.нар. гъвкави тръбопроводи (шлангове) за високо налягане с вътрешна, най-често стоманена оплетка.

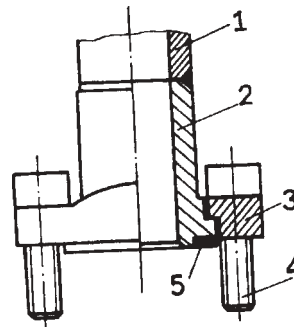
За стоманените тръбопроводи в съвременните корабни хидрозадвижвания най-широко приложение са намерили в практиката т.нар. тръбни съединения с врязващ пръстен - фиг. 4.10. Съединението се състои от: щуцер 1, врязващ пръстен 2, холендрова (нипелна) гайка 3 и тръбопровод 4.



Фиг.4.10

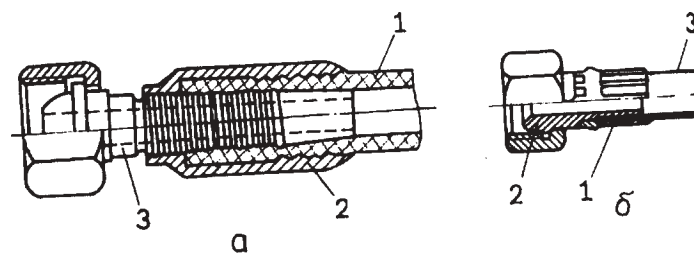
На фиг. 4.10 а) е показано състоянието преди врязване на пръстена, а на фиг. 4.10 б) - след врязването. Както се вижда от фигурата, врязващият пръстен изпълнява едновременно две важни функции. Първата функция е да уплътни надеждно по конусната (на леглото) и вътрешната цилиндрична (на тръбата) повърхност и втората - чрез захапания пръстеновиден материал от тръбата да я задържи в неподвижно фиксирано аксиално положение независимо от стойността на работното налягане.

Фланцовото съединение (фиг. 4.11) съдържа тръба 1, заварена за фланеца 2. Последният се притиска към мястото за уплътняване чрез опорните полушайби 3 и болтовете 4. Гарантирана херметичност се осигурява от 0 - пръстена 5.



фиг. 4.11

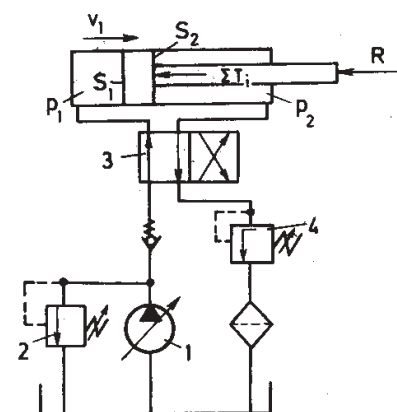
Разглобяемото съединение (накрайник на шланга - фиг. 4.12-а) се състои от гъвкав тръбопровод 1, върху който е надяната външната втулка 2. След това се навива нипелът 3. При неразглобяемото съединение втулката 1 се закрепя върху нипела 2 и тръбопровода 3.



Фиг.4.12

ОБЕМНО РЕГУЛИРАНЕ [9], [4]

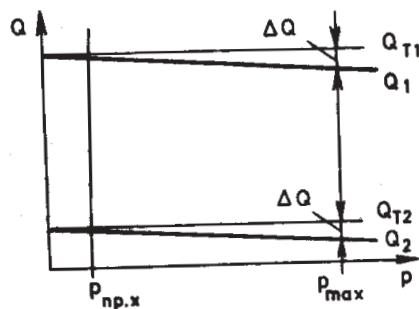
На фиг. 23.1 е показана хидравлична схема на система с регулируемата помпа 7. Регулирането е безстъпално и се осъществява чрез изменение на дебита на помпата. Движението на буталото се реверсира посредством двупозиционния разпределител 3. Подпорният клапан 4, като създава необходимото противоналягане, осигурява плавност на движение на буталото. Системата се предпазва от аварийно повишаване на налягането чрез предпазния клапан 2.



Фиг. 23.1. Обемно регулиране на скоростта на хидроцилиндър

Ако се пренебрегнат загубите на налягане в нагнетателната магистрала, може да се приеме, че помпата работи с налягане $p_{\text{п}}$ равно на налягането p_1 , което зависи пряко от полезното съпротивление. Следователно при обемното регулиране работното налягане, а оттам и мощността на помпата, съответстват на натоварването на системата, което ѝ осигурява висок к. п. д. Тъй като тук няма загуби на мощност при дроселиране, работната течност се нагрява малко. Всичко това показва, че обемното регулиране е целесъобразно да се прилага при големи мощности на системите (над 5 kW), а също когато са необходими големи диапазони на регулиране.

Интерес представлява кинематичната устойчивост на системата, т. е. поддържането на постоянна скорост на изпълнителния механизъм, независимо от измененията на външното натоварване.



Фиг. 23.2. Дебитна характеристика на обемна помпа

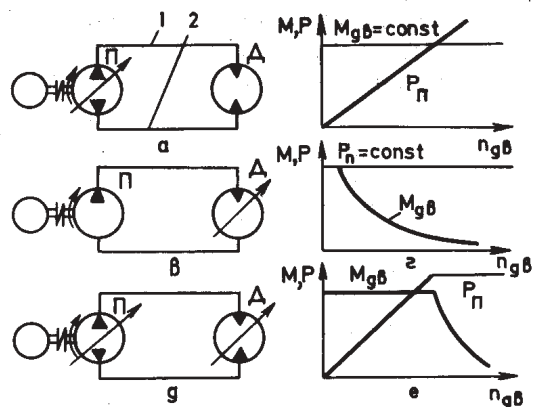
Известно е, че в помпите и разпределителите, а в зависимост от вида и състоянието на уплътненията и в хидроцилиндриите, са налице обемни загуби от пропуски, които могат да се считат пропорционални на работното налягане. В случая от най-голямо значение са обемните загуби в помпата, които при увеличаване на налягането намаляват дебита, подаван към цилиндъра. Това най-добре се вижда от характеристиката на помпата, дадена на фиг.

23.2. Тъй като $v = \frac{Q_{\text{п}}}{S}$, очевидно е намаляването на скоростта

на буталото при увеличаване на налягането.

Докато при работа с големи дебита Q_1 , (т. е. големи скорости) влиянието на обемните загуби върху скоростта е незначително и може да се пренебрегне, при малки дебита Q_2 то е особено голямо. Очевидно е, че при малки скорости и променливо натоварване разглежданият метод на регулиране не осигурява кинематична устойчивост на системата. Освен това той може да се използва само за задвижване на един хидродвигател, т. е. индивидуално.

Обемното регулиране на скоростта на хидроцилиндри намира приложение в протяжни, отрезни, надлъжно стъргателни и портални шлифовъчни машини, а също при хидродвигатели с въртливо движение.



Фиг. 23.3. Обемно регулиране на честотата на въртене на хидродвигател
a—с регулируема помпа; *б*—статична характеристика; *г*—с регулируем хидродвигател; *з*—статична характеристика; *д*—с регулируема помпа и хидродвигател; *е*—статична характеристика

На фиг. 23.3 са показани най-простите схеми на хидрозадвижвания с обемно регулиране на хидродвигателите. Теоретично честотата на въртене на вала на хидродвигателя се определя от равенството на дебитите $Q_{\Pi} = Q_{\text{дв}}$ или $q_{\Pi} n_{\Pi}$ и $q_{\text{дв}} n_{\text{дв}}$, т.е.

$$n_{\text{дв}} = n_{\Pi} \frac{q_{\Pi}}{q_{\text{дв}}} = \frac{Q_{\Pi}}{q_{\text{дв}}} \quad (23.1)$$

където Q_{Π} и $Q_{\text{дв}}$ са дебитите на помпата и хидродвигател, а q_{Π} и $q_{\text{дв}}$ работните им обеми.

Обикновено честотата на въртене на помпата е постоянна (изменя се само при регулируеми задвижващи двигатели). Следователно регулира честотата на хидродвигателя в задвижвания с обемно регулиране може да стане по три метода: чрез изменение на работния обем на помпата или хидродвигателя и чрез едновременно изменение на работните обеми на двете машини.

Хидрозадвижването с регулируема помпа и нерегулируем хидродвигател (фиг. 23.3 а) е най-широко разпространеното хидрозадвижване с обемно регулиране. Налягането в системата зависи от натоварването на хидродвигателя

$$p_{\Pi} = p_{\text{дв}} + \Delta p_{\text{втр}} = \frac{2\pi M_{\text{дв}}}{q_{\text{дв}}} + \Delta p_{\text{втр}} \quad (23.2)$$

където $M_{\text{дв}}$ е въртящият момент на хидродвигателя; $\Delta p_{\text{втр}}$ са загубите на налягане в тръбопровода.

Честотата на въртене на хидродвигателя се регулира чрез изменение на работния обем на помпата, а посоката на въртене - чрез реверсиране на течностния поток в помпата. При това отначало се намалява дебитът на помпата до нула, а след това се увеличава в обратна посока, като тръбопроводите сменят функциите си: линията 2 става напорна, а линията 1 - подвеждаща (отвеждаща).

На фиг. 23.3 б са показани статичните характеристики на този тип хидрозадвижване при следните условия: $n_{\text{п}} = \text{const}$, $q_{\text{дв}} = \text{const}$ и $p_{\text{дв}} = \text{const}$. Тогава за мощността и момента на хидродвигателя следва:

$$P_{\text{изх}} = Q_{\text{п}} p_{\text{дв}} \neq \text{const} \quad \text{и} \quad M_{\text{дв}} = \frac{q_{\text{дв}}}{2\pi} p_{\text{дв}} = \text{const}, \quad n_{\text{дв}} = n_{\text{п}} \frac{q_{\text{п}}}{q_{\text{дв}}}$$

Следователно честотата и мощността на хидродвигателя са пропорционални на работния обем на помпата, а въртящият момент остава постоянен.

Хидрозадвижването с регулируема помпа и нерегулируем двигател намира най-голямо приложение в хидротрансмисиите поради по-ниската си цена и отсъствието на управление на хидродвигателя. В случая по-тесния диапазон за регулиране на скоростта на движение на мобилните машини се разширява чрез дву- и тристъпални предавателни (скоростни) кутии.

Хидрозадвижването с регулируем хидродвигател и нерегулируема помпа (фиг. 23.3 в) се изпълва най-малко. На фиг. 23.3 г са показани характеристиките му при следните условия: $n_{\text{п}} = \text{const}$, $q_{\text{п}} = \text{const}$ и $p_{\text{дв}} = \text{const}$. Основните показатели се определят по формулите:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{п}} \frac{q_{\text{п}}}{q_{\text{дв}}}; \quad P_{\text{изх}} = Q_{\text{п}} p_{\text{дв}} = \text{const}; \quad M_{\text{дв}} = \frac{q_{\text{дв}}}{2\pi} p_{\text{дв}} \neq \text{const}$$

Честотата на въртене на хидродвигателя се изменя обратно пропорционално на неговия работен обем. За да се увеличи честотата на въртене, трябва да се намали работният обем на хидродвигателя, а за да се намали той, необходимо е да се увеличи неговият обем. Недостатъци на това хидрозадвижване са: сложността на управление на хидродвигателя, особено на голямо разстояние от оператора; мигновеното му развъртане на някаква честота, тъй като помпата подава номиналния си дебит, което натоварва динамично задвижваната машина и самата система; ограничаването на минималния работен обем на хидродвигателя, при който развиваният от него въртящ момент става равен или по-малък от момента на триенето

(самоспирането).

Хидрозадвижването с регулируема помпа и регулируем хидродвигател (фиг. 23.3 д) има най-голям диапазон на регулиране на честотата на въртене и на момента на хидродвигателя. Както се вижда от характеристиките на фиг. 23.3 е, това хидрозадвижване може да се използва в хидротрансмисиите на транспортните машини, където е необходимо да се осъществи тръгване от място с голям въртящ момент при много ниска честота на въртене $n_{\text{дв}} \approx 0$. Със степента на ускоряването моментът трябва да намалява, а честотата на въртене да се увеличава. Това се постига чрез регулиране първо на помпата (увеличаване на дебита $Q_{\text{п}}$ и на мощността $P_{\text{п}}$), а след това - на хидродвигателя (намаляване на работния му обем). Използването на две регулируеми машини увеличава диапазона на регулиране на хидрозадвижването, но поради сложността на двойното регулиране и по-високата цена на помпата и хидродвигателя това хидрозадвижване се прилага по-малко в транспортните машини.

РАБОТНИ ТЕЧНОСТИ [4]

Предназначение и изисквания

В обемните хидравлични задвижвания основна роля изпълнява работната течност (р.т.), наричана още работно тяло или среда. От правилния избор на р.т. зависи надеждното и ефективно функциониране на задвижването и неговата себестойност. Основното предназначение на течността е да пренася енергия и/или информация, като за целта осигурява холономни (в частност геометрични) връзки със спрегнатите механични звена на елементите от задвижването. Освен това работната течност има предназначението да смазва и охлажда триещите се повърхнини на прецизните двойки, да отвежда продуктите на износването от зоната на триене и да предпазва детайлите от корозия. Тя трябва да осигурява нормално функциониране на хидрозадвижването при всички експлоатационни режими. В процеса на работата течността е подложена на въздействието на налягания, скорости и температури, които се изменят в широк диапазон. Общо към работните течности за обемни хидрозадвижвания се предявяват големи изисквания, по-важните от които са:

1. да не отделят и поглъщат въздух, да не се окисляват, да не отделят пари при работна температура и да не съдържат примеси, отделящи пари (в тръбопроводите и работните камери не трябва да се образуват газове и въздушни възглавници, които водят до появата на тласъци в движението на работния орган);

2. да не предизвикват корозия на повърхнините на хидравличните елементи и механизми и да не разрушават материала на различните уплътнения;
3. да имат добра мазилна способност и химична устойчивост;
4. при работни условия да имат подходящ вискозитет, който зависи слабо от температурата - целта е да се избегнат големите обемни загуби (утечки) и големите загуби на мощност за преодоляване на хидравличните съпротивления;
5. да имат голям модул на обемна деформация, високи изолационни и диелектрични свойства;
6. да имат големи стойности на специфичната топлина и коефициента на топлопроводимост, както и малък коефициент на топлинно разширение;
7. да се съгъстват при температура с (10-15 °С) по-ниска от най-ниската температура на околната среда, при която ще работи хидрозадвижването;
8. да не са токсични и да не съдържат примеси, които да замърсяват системата;
9. да са пожаробезопасни.

Състав и избор на работната течност

За осигуряване на нормална работа на хидрозадвижването е необходимо да се избере такава работна течност, чиито физични свойства и химична характеристика отговарят най-добре на конкретните условия на експлоатацията. За обемни хидрозадвижвания в зависимост от тяхното предназначение и експлоатационни условия се използват минерални масла, течности на водна основа и синтетични работни течности. Засега в практиката, в това число и корабната най-широко приложение са намерили хидравличните течности на нефтена основа, т.нар. минерални масла. Те се изготвят от базово масло 85-90 % и прибавки за подобряване на свойствата им. Базовото масло се получава от преработен нефт и съдържа парафинови, нафтенени и ароматни въглеводороди. Съотношенията между тях определят т.нар. анилинова точка (АТ), която за използваните хидравлични масла е в границата 68 - 90 °С. Прибавките легират маслата и се използват в малки количества за осигуряване на определени изисквания към р.т. Известни са следните видове прибавки:

1. Инхибитори на окислителния процес - забавят процеса на окисление на хидравличните масла.
2. Анतिकорозионни прибавки - образуват защитен филм върху

повърхността на детайлите и ги предпазват от корозия.

3. Прибавки, забавящи износването - подобряват мазането в граничния режим на полусухо триене в натоварените прецизни двойки.
4. Противопенни прибавки - намаляват повърхностното напрежение и дават възможност за бързо отделяне на въздуха от работната течност.
5. Прибавки, повишаващи вискозитетния индекс - полимерни съединения, които повишават минималния вискозитет на хидравличните масла при високи температури.
6. Прибавки за подобряване съвместимостта на хидравличните масла с гумените уплътнения - предотвратяват набъбването и намаляват дифузионните процеси между гумените уплътнения и маслата в хидравликата.

Минералните масла имат горна температурна граница $T_{\max} = (80 \div 120)$ °С и кратковременно до $(110 \div 120)$ °С. За работа в по-широки температурни диапазони се използват скъпи синтетични работни течности.

Характерно за минералните масла е, че притежават сравнително голямо изменение на вискозитета от температурата и това се явява техен недостатък. При работни температури $(40 \div 50)$ °С минералните масла са с най-благоприятни характеристики за хидрозадвижванията и имат нормален експлоатационен срок от порядъка на 2000 работни часа (или 12 месеца). Основен показател за тяхната годност е изменението на вискозитета спрямо първоначалната му стойност (не повече от 15 %) или повишаване съдържанието на вода и смоли (съответно не повече от 0,5 % и 3 %).

Съгласно БДС 7803-80 г. минералните масла, използвани в качеството на работни течности за хидравлични задвижвания, се наричат хидравлични масла.

У нас хидравличните масла за обемни хидрозадвижвания се произвеждат в гр. Русе (завод «Леон Таджер») и гр. Плевен - (завод «Плама»). Имат четири експлоатационни нива (качества):

1. хидравлични масла МХ - базови масла без прибавки;
2. хидравлични масла МХ-Л - минерални масла с антикорозионни, противопенни прибавки и инхибитори на окислителния процес;
3. хидравлични масла МХ-М - минерални масла, които съдържат прибавките за масла МХ-Л и освен това имат допълнителна прибавка за подобряване на противоизносните свойства;
4. хидравлични масла МХ-В - минерални масла с прибавките на МХ-М и допълнителна прибавка за подобряване на вискозитетния индекс.

Таблица 4.1

Тип на хидросистемата и работни условия	Работно налягане МРа	Тип на маслото/вискозитетен индекс	
		Температура на течността в резервоара	
		до 55 °С	до 70 °С
Експлоатация на открито	≤ 7	МХ - Л / 22 - 32	-
Транспортни средства в затворени помещения	≤ 16	МХ - Л / 32	-
Стационарни хидравлични системи			МХ - Л / 68 - 100
Електрохидравлични серво системи		МХ - М / 32	-
Експлоатация на открито	≥ 16	МХ - М / 32 - 46	-
Хидростатични предаватели			
Електрохидравлични сервосистеми			
Стационарни хидравлични системи		МХ - М / 46 - 68	МХ - М / 100 - 150
Системи с широк диапазон на работните температури, например работещи на открито с прекъсване на работата		МХ - В / 32 - 68	МХ - В / 100

Видът на работната течност се избира в зависимост от конкретните експлоатационни условия. В таблица 4.1 са показани оптимални решения за избор на р.т., произвеждана в България.

Работните течности според БДС 7803-80 са разделени на 8 (осем) вискозитетни класа. В таблица 4.2. са дадени основните характеристики на хидравличните масла, произведени в България.

Таблица 4.2

Основни показатели на хидравличните масла по БДС 7803-80	Вискозитетен клас								
	10	15	22	32	46	68	100	150	
Кинематичен вискозитет при 40 °С, сSt	9.00	13.50	19.80	28.80	41.40	61.20	90.00	135.00	
	11.00	16.50	24.20	35.20	50.60	74.80	110.00	165.00	
Вискозитетен индекс не по-нисък от	МХ - Л МХ - М	95							
	МХ - В	135							
Температура на замръзване в °С, не по-висока от	МХ - Л МХ - М	-30	-30	-25	-25	-25	-20	-20	-20
	МХ - В	-40							
Температура на пламване в °С, не по-ниска от	140	145	165	180	190	200	205	210	
Неутрализационно число в КОН/g, не по-високо от	0.03								
Съдържание на сяра в %, не повече от	0.5								
Механични примеси, водоразтворими киселини и основи	липсват								
Съдържание на кокс в %, не по-високо от	-	-	-	-	0.15	0.20	0.30	0.30	

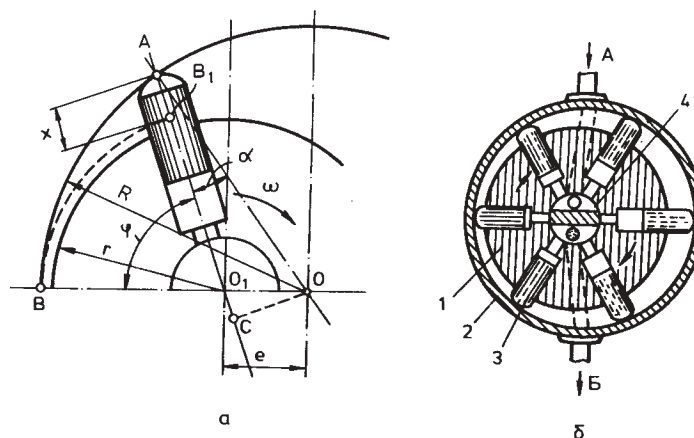
В корабните обемни хидрозадвижвания на Пароходство «БМФ» АД предвид вносното оборудване се използват понастоящем предимно хидравлични масла, получавани от чужбина. Те имат голям вискозитетен индекс (ВИ) и са подходящи за работа в морски условия. Основните марки работни течности,

използвани на корабите, са: «Shell-Tellus»; «Castrol Nyspin»; «ELF Visga»; «Energol HLP»; «Mobul-DTE». Тези хидравлични масла имат почти изравнени качествени показатели и удовлетворяват напълно изискванията за корабни хидравлични масла. Въз основа на анализи от мостри и сравнения с проспектни данни комбинатът гр. Русе, указва възможност за замяна на западни хидравлични масла с българско производство:

1. Shell-Tellus T 15/17 с МХ-В-15
2. Shell-Tellus T 46/33 с МХ-В-32
3. Castrol Nyspin AWS-15 с МХ-Л-15
4. Castrol Nyspin AWS-32 с МХ-Л-32
5. Castrol Nyspin AWS-46 с МХ-Л-46
6. Castrol Nyspin AWS-68 с МХ-Л-68
7. Castrol Nyspin AWN-15 с МХ-Л-15
8. Castrol Nyspin AWN-32 с МХ-Л-32
9. Castrol Nyspin AWN-46 с МХ-Л-46

БУТАЛНИ РАДИАЛНИ ПОМПИ И ХИДРОДВИГАТЕЛИ [9]

На фиг. 13.23 а, б е показана принципната схема на работа на еднодействаща бутална радиална хидромашина.



фиг. 13.23

Роторът 1 (фиг. 13.23 б) и статорът 2 са разположени ексцентрично един спрямо друг с ексцентрицитет e . При въртеливото движение на ротора 1 плунжерите 3 извършват възвратно постъпателно движение в радиална посока. В периода на увеличаване на хода на плунжерите в радиална посока се осъществява разширителен процес (при помпите - засмукване), а след като се

достигне максималния ход $s = 2e$, плунжерите се придвижват в обратна посока и изтласкват (нагнетяват) работната течност през разпределителната камера 4 към нагнетателната страна Б.

Еднодействащите бутални радиални машини се изпълняват с един или няколко реда бутала в един ротор. С това се постигат по-добри относителни тегловно-мощности показатели. На фиг. 13.26 е показана конструкцията на еднодействаща бутална радиална помпа с три реда бутала. Задвижването на ротора 7, монтиран на лагерите 8 и дистанционната втулка 9, се осъществява от задвижващия вал 2 посредством специален съединител, състоящ се от фланеца 4, междинния пръстен 5 и ролките 6 (четири броя). При въртенето на ротора 7 буталата 10 се притискат към пръстените 11 в статора под действието на центробежните сили. Блокът 16 може да се премества в хоризонтално направление по направляващите паралели 15 и 14. Барабанът 12 е лагериран в блока 16 посредством лагерите 3. С хоризонталното преместване на блока се изменя ексцентрицитетът между ротора и статора, а с това и дебитът. В помпата е вградена специална зъбна помпа 1, предназначена да подава масло за мазане на възлите за регулиране. Подаването и отвеждането на работна течност се извършва през канали в оста 13.

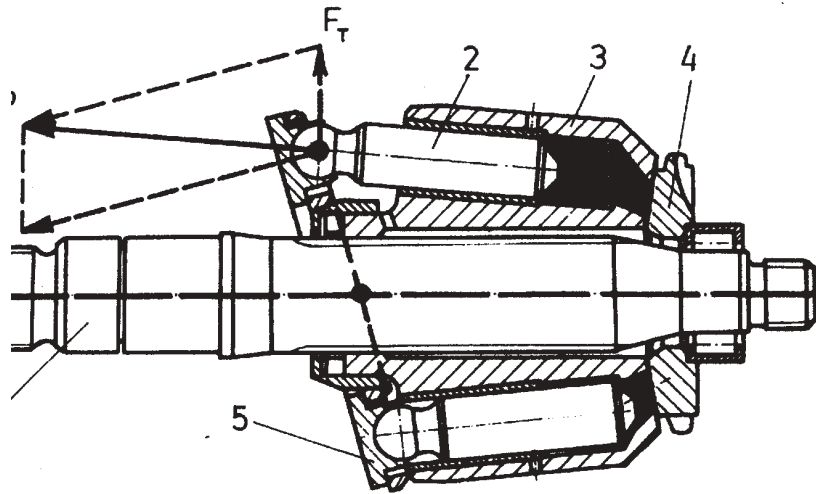
БУТАЛНО-АКСИАЛНИ ПОМПИ И ХИДРОМОТОРИ [4], [9]

Аксиално-буталните хидромашини са обратими, т.е. могат да работят в режим на помпи и двигатели. Те са машини - обемен тип, и притежават сухо засмукване. Съвременните машини работят при високо налягане p_H и имат голям общ КПД $\eta_{max} = 0,90 \div 0,93$. Те са основни гравитни единици в съвременните обемни хидравлични задвижвания и управления, в т.ч. и корабни, поради своята компактност, добра динамика и висока ефективност. В качеството на работни течности се използват основно масла на минерална основа с оптимален вискозитет $\nu_{opt} = (16 \div 36)$. Съвременните аксиално-бутални хидромашини са прецизно изпълнени и имат строги изисквания по отношение чистотата на работната течност. Степента на филтрация при тях е $\leq 10 \mu m$.

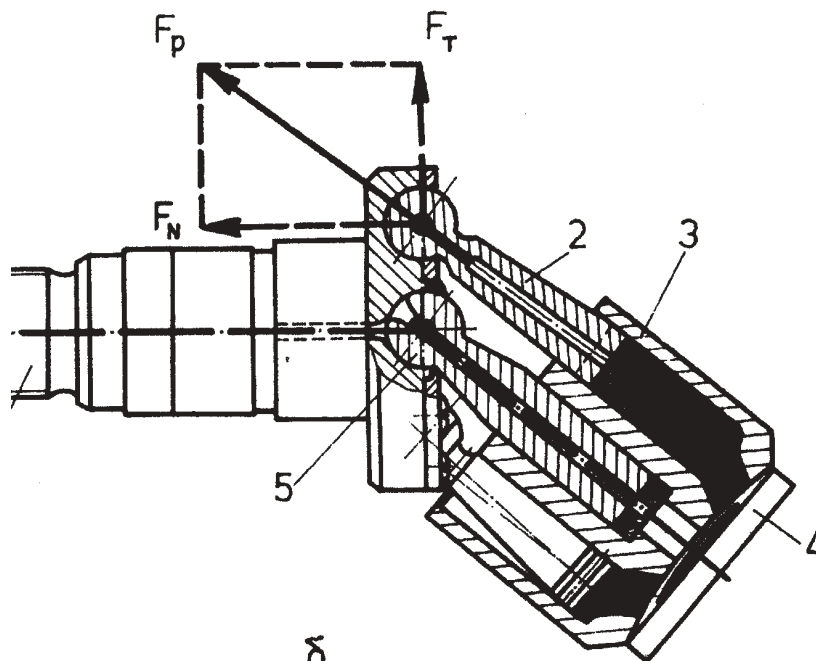
Конструктивни и функционални особености

В практиката са намерили широко приложение две съвременни «Hydromatik» конструктивни разновидности (фиг. 2.21): а) с наклонен диск (шайба) и б) с наклонен цилиндров блок. Основните елементи (части) са: 1 - вал; 2 - аксиално разположени бутала; 3 - цилиндров блок; 4 - челен разпределител. При машините с наклонен диск (шайба) буталата контактуват чрез т.нар. челни хидростатични опори (пети) 5, а в машините с наклонен

блок се използват сферични хидростатични опори.



а.

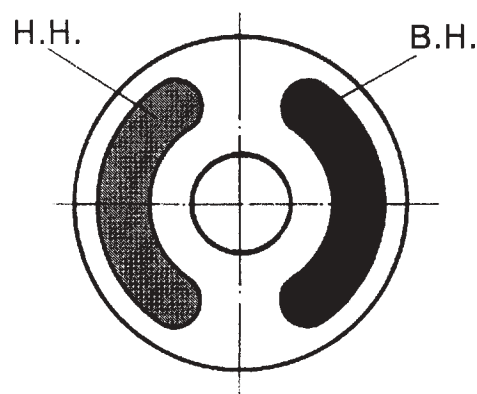


б.

Интересно е да се отбележи, че втората конструкция - с наклонен цилиндричен блок (фиг. 2.21, б) обезпечава по-висок КПД. И двата типа машини могат да работят като помпи и двигатели. Предпочитание за режим на двигател

се отдава на конструкцията с наклонен цилиндров блок. Както се вижда от фигурата, буталата и цилиндрите са разположени аксиално в блока (ротора), откъдето идва и наименованието аксиално-бутални машини. Поради наклона на диска (или цилиндровия блок) се осигурява относително преместване на буталата в цилиндрите при непрекъснато въртене на ротора (Ц.Б.). В зависимост от режима на работа на машината се осъществяват последователно смукателен и нагнетателен ход на буталото (за режим на помпа). С F_p , F_T и F_N на фиг. 2.21 са означени силите, действащи в кинематичния преобразувател. Силата F_p е хидростатичният натиск, който упражнява буталото; F_T е тангенциалната сила, която създава въртящия момент (съпротивителен за помпа и двигателен при хидромотор); F_N е нормалната сила, която поема лагерният възел на кинематичния преобразувател на хидромашината.

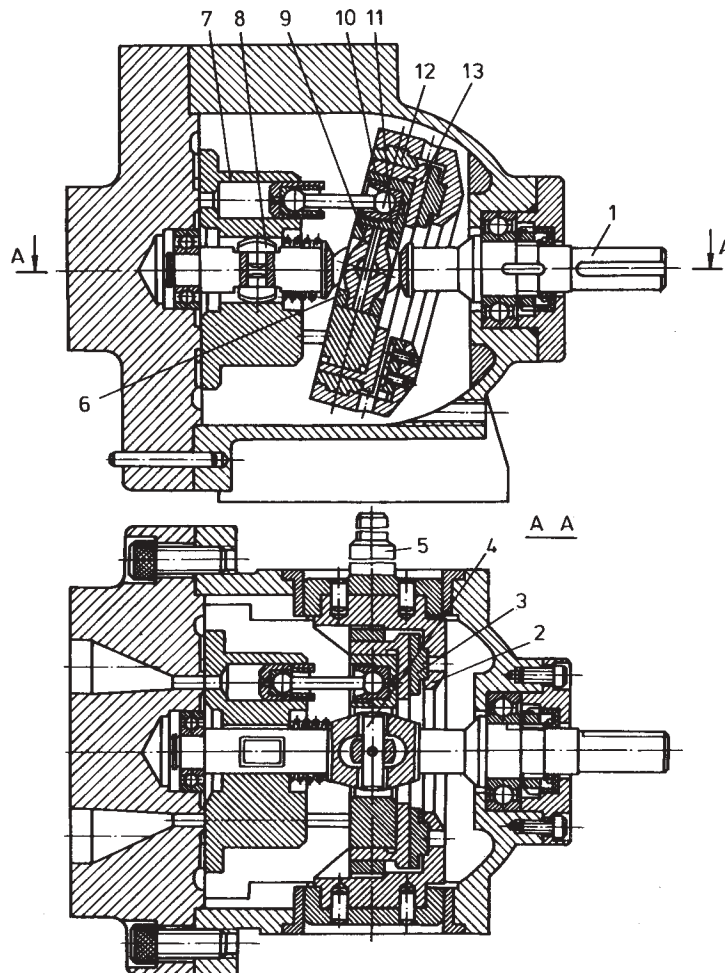
Относителното движение на буталата (т.е. техният ефективен ход) може плавно да се регулира чрез изменение ъгъла на наклона на диска (респективно на цилиндровия блок). По този начин се променя величината на работния обем V_a , а оттам и функционалните параметри на хидромашината. Изменението на работния обем се извършва обикновено чрез специализирани електро-хидромеханични устройства (серво и пропорционални клапани и разпределители), които позволяват включването на аксиално-буталните машини в сложни електро-хидравлични контури за управление и регулиране.



фиг. 2.22

За да се осъществи непрекъснатата последователна работа на буталата в цилиндровия блок, се използва плосък разпределителен апарат (4 -само разпределителят), който позволява комутация (превключване) на цилиндрите от областта с ниско в областта с високо налягане. Това се осигурява от двата симетрични бърбековидни канала на разпределителя - фиг. 2.22. Последните контактуват с подобни канали, изпълнени в разпределителната глава на

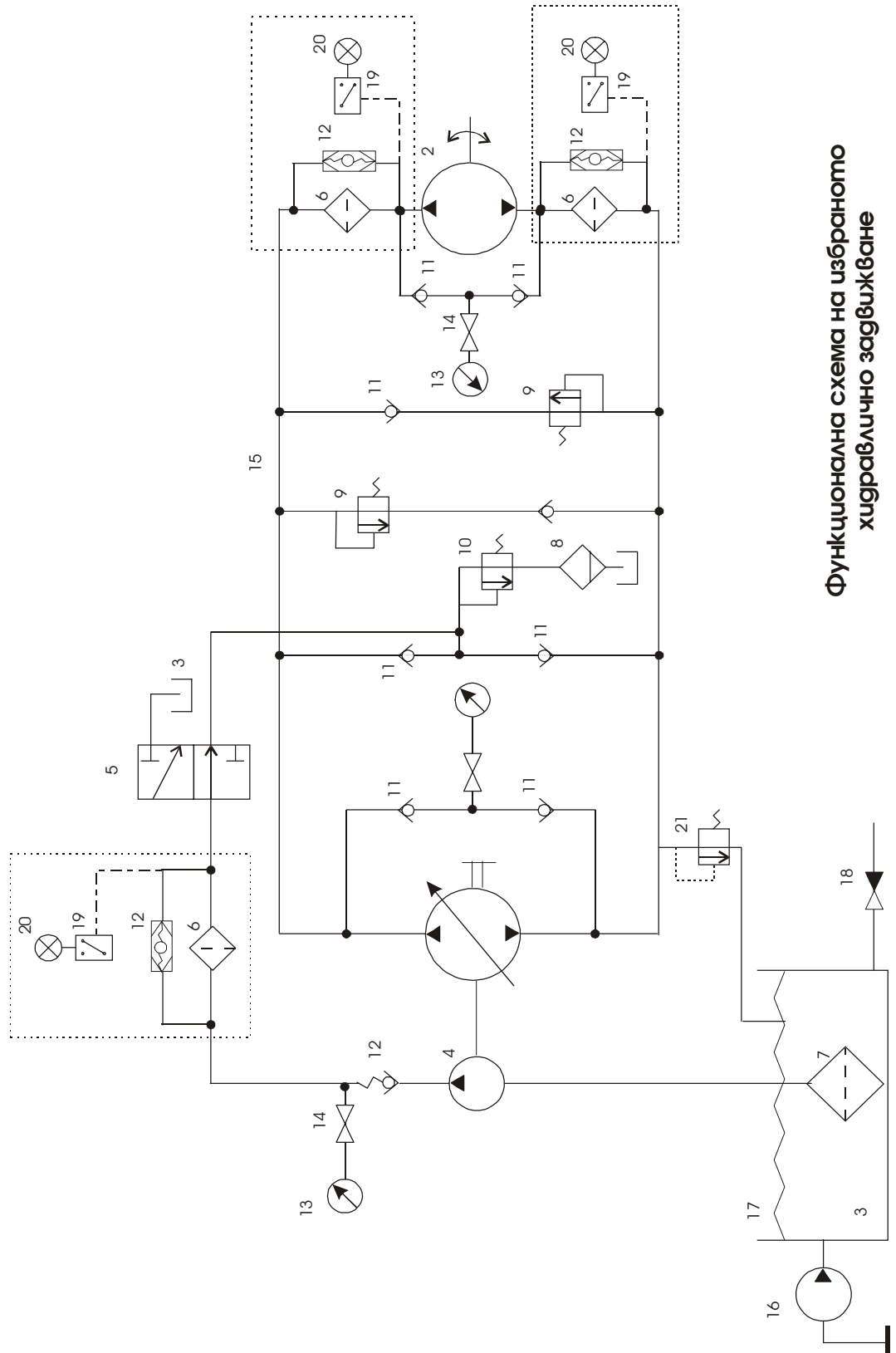
хидромашината, завършващи с входен и изходен щуцер. От своя страна щуцерите осигуряват връзката на хидромашината със системата.



фиг. 13.31

На фиг. 13.31 е показана конструкцията на регулируема по дебит и обратима (помпа-хидродвигател) хидромашина с наклонен диск. Въртеливото движение от вала 1 се предава на ротора (цилиндричния блок) 7 посредством шпонките 8, а на наклонения диск 10 - посредством карданна връзка, състояща се от палеца 6, втулките 11 и щифта 4. Шийките 9 на палеца 6 са лагерувани в специални втулки 11, закрепени в наклонения диск 10. Дискът 10 е захванат неподвижно към пръстена 13, който е лагеруван в тялото 2 на диска посредством лагерите 3 и 12. Регулируемостта се осъществява чрез изменение на наклона на диска 10, като с лоста 5 се завърта тялото 2.

Избор на хидравлична схема



Функционална схема на избраното хидравлично задвижване

Елементи на схемата

- 1 - реверсивна, регулируема помпа
- 2 - реверсивен, нерегулируем мотор
- 3 - резервоар
- 4 - хранваща помпа
- 5 - разпределител
- 6 - фин филтър
- 7 - груб филтър
- 8 - водоотделител
- 9 - предпазен клапан
- 10 - предпазен клапан
- 11 - невъзвратен (обратен) клапан
- 12 - невъзвратен (обратен) пружинен клапан
- 13 - манометър
- 14 - клапан към манометъра
- 15 - тръбопроводи
- 16 - помпа за морска вода
- 17 - охладител
- 18 - невъзвратен задборден кран
- 19 - превключвател
- 20 - сигнализираща лампа
- 21 - предпазен клапан

Принцип на действие на схемата:

Така оформената схема осигурява и преден и заден ход на кораба. Това е постигнато чрез регулируемата, реверсивна помпа, която е съединена с фланеца на корабния дизелов двигател и чрез реверсивния хидромотор. Дизеловият двигател се върти с постоянна честота, докато помпата понеже е регулируема и реверсивна може да подава работна течност (масло) с необходимия дебит към хидромотора, като го променя от 0 до номиналния. Помпата също може да подава масло и в двете посоки към хидромотора, т. е. тя е реверсивна и сменя смукателната и нагнетателната си част.

Към вала на хидропомпата е присъединена друга помпа - хранваща помпа (4), която е не регулируема помпа с постоянна посока на потока работна течност, т. е. тя е нереверсивна. Нейното предна значение е да запълни системата с масло при първо началното ѝ пускане, а след това да добавя масло към системата в процеса на експлоатация, което е загубено от утечки. Помпата (4) засмуква масло от резервоара (3) през филтър (7). Резервоарът за масло е

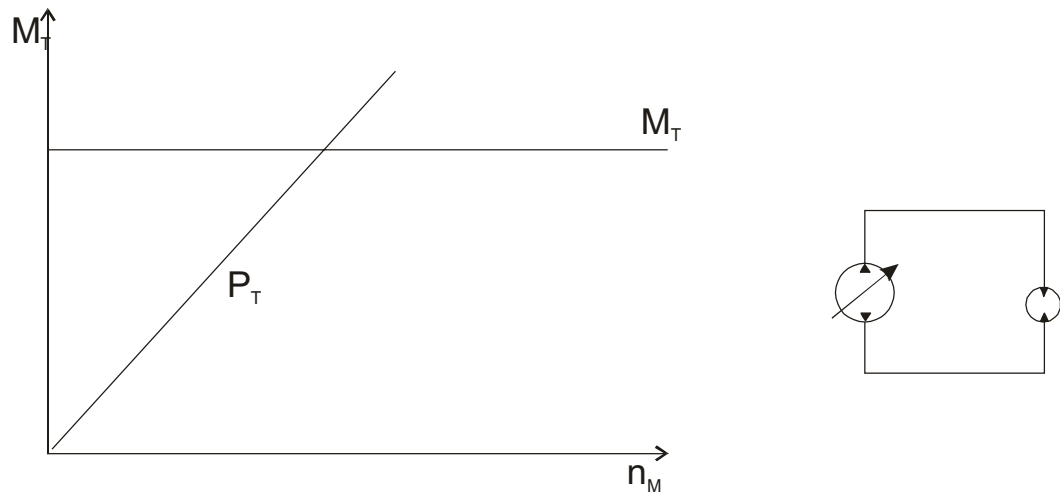
снабден с охладител с морска вода, която се подава към охладителя от помпата (16). След като премине през резервоара морската вода се изхвърля зад борд през невъзвратния клапан (18). Помпата (4) подава масло, което преминава през обратен клапан (12), който не позволява връщане на течност към нагнетателната страна на помпата. Помпата е снабдена с манометър за налягането на изхода си и кран към манометъра. След това работната течност постъпва във филтърен блок, състоящ се от филтър (6), обратен клапан (12), превключвател (19) и сигнална лампа (20). Маслото преминава през филтъра и се очиства. Целта на филтърния блок е при задръстване на филтъра да се отвори обратния клапан (12) и да пропусна маслото да преминава свободно без съпротивление, като същевременно се подава масло към превключвателя, който затваря електрическата верига към лампата и тя светва, обозначавайки, че филтърът е задръстен. След това маслото се подава към хидроразпределител, който има едн вход и два изхода. Единия изход подава масло към система при първо началното и запълване или при допълване на системата в процеса на експлоатация. Предвидени са и предпазен клапан с пряко действие (10) и обратни клапани (11). Клапанът (10) има за цел да предпази тази част на системата от повишаване на налягането над допустимото. Ако това се случи клапанът се отваря като подава маслото обратно в резервоара (3) през водоотделителя (8). Когато дизеловият двигател работи, а не се изисква корабът да има ход, тогава помпата (1) се поставя в положение на нулев дебит. Но на вала на помпата (1) е съединена помпата (4), която ще се задвижва от КДД и ще подава работна течност в системата. За да се избегне това, хидроразпределителят се включва така, че да подава масло на втория си изход, т. е. към резервоара (3). По-нататък в хидравличната схема са включени предпазни клапани с пряко действие (9), чието предна значение е да се отворят при повишаване на налягането в нагнетателния тръбопровод на помпата (1) и да пропуснат маслото обратно в смукателния тръбопровод, като са поставени по два предпазни и два обратни клапана, за да предпазят системата и на преден и на заден ход на кораба. Преди и след хидромотора също са поставени филтрови блокове, които имат същото предназначение, както този преди хидроразпределителя (5). Хидромоторът е снабден с манометър за налягането и кран към манометъра. Манометърът показва налягането и в двете посоки на въртене на хидромотора с помощта на двата обратни клапана.

II.3. ПОДБИРАНЕ НА ЕЛЕМЕНТИ ПО СХЕМАТА НА ХИДРАВЛИЧНОТО ЗАДВИЖВАНЕ

Избор на хидропомпа и хидромотор [5]

Избираме схема на хидрозадвижване с реверсивна регулируема хидропомпа и реверсивен, нерегулируем хидромотор.

Корабният дизелов двигател е нереверсивен, затова чрез него не можем да осигурим реверса на помпата. Освен това той ще се експлоатира с постоянни номинални обороти. При така избраната схема теоретичните характеристики за хидромотора ще имат вида:



Мощността плавно нараства с увеличаване на честотата на въртене, а въртящият момент се запазва постоянен в целия диапазон обороти. Тази схема осигурява максимален въртящ момент при потегляне на хидромотора и осигурява плавно, безударно регулиране в целия диапазон. Има сравнително ниска цена и отсъствие на управление на хидромотора.

Другата схема с регулируема реверсивна помпа и регулируем, реверсивен мотор е по-добра от избраната, поради това, че има най-голям диапазон и регулиране на честотата на въртене и въртящия момент на хидромотора. Тя става неприложима в случая, поради сложността си (има двойно регулиране) и неоправдано по-високата си цена.

Необходима мощност на хидромотора:

$$P_M = N_e^{\text{КДД}} \cdot \eta_{\text{пр}} = 110 \cdot 0,85 = 93,5 \text{ kW}$$

P_M - мощност на хидромотора

$\eta_{\text{пр}}$ - к.п.д. на хидравличната предавка

$N_e^{\text{КДД}}$ - мощност на КДД

Избирам хидромотор «Rexroth» тип СХ (вж. Приложение)

Необходима мощност на хидропомпата

$$P_{\text{п}} = N_e^{\text{КДД}} = 110 \text{ kW}$$

По тези стойности се избират помпи и мотор, като различните варианти са систематизирани в таблицата. Освен това за помпата и мотора трябва да са изпълнени равенствата за дебит и мощност:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{м}} \text{ и } P_{\text{п}} = P_{\text{м}}$$

Избирам хидропомпа «Rexroth» тип А2V (вж. Приложение)

каталог		9.86	9.86	9.86	6.81	6.81	6.81	6.81	6.81	3.77	3.77	3.77
машина		помпа	помпа	мотор	помпа	помпа	мотор	мотор	мотор	мотор	помпа	мотор
страница		213	306	Б33	С26	С24	С33	С13	С1,2	СБ3	СБ5	Д14
модел		A4VSG	A2V	MP700	A1V	A2V	MCS	MZA	MZB	EXCX	EV	RH900
формула	мерна единица											
V_g	cm ³	250	250	708.8	250	1000		212	307	551	250	817
n	min ⁻¹	720	720	310	720	720		310	310	310	720	310
η_v	—	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Q	l/min	180	180	219.108	180	720		85.72	95.17	170.81	180	253.27
Δp	bar	350	350	250	400	100		175	280	350	350	250
η_{mh}	—	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
M	Nm	1391.25	1391.25	2809.53	1590	1590		589.89	1368.76	3086.32	1391.25	3247.58
η_t	—	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
P	kW	104.90	104.90	91.21	119.89	119.89		19.15	44.37	99.55	104.90	105.43
P	kW	105	105	91.295	120	120		19.17	44.41	99.64	105	105.53
маса	kg		180							470		

РЕЗЕРВОАР [5]

Обемът на масления резервоар се приема (2-3) пъти минутният дебит на хидропомпата.

$$V = (2 \div 3) \cdot Q_{II} = 2,2 \cdot 180 = 400 \text{ l}$$

Избирам от каталог «Rexroth» - 3.77

РЕЗЕРВОАР тип NG с полезна вместимост 375 l (вж. Приложение)

ФИЛТРИ [5]

Избирам от каталог «Rexroth» - 3.77 (вж. Приложение)

ФИЛТЪР тип DF с параметри:

налягане: 0 ... 420 bar

дебит: 0 ... 330 l/min

работна температура: -20 ... +70 °C

вискозитет на работната течност: 2,8 ... 380 cSt

маса: 21,5 kg

степен на филтриране: 1,5 ; 10 ; 20 μm

ОБРАТНИ КЛАПАНИ [5]

Избирам от каталог «Rexroth» - 3.77 (вж. Приложение)
ОБРАТЕН (НЕВЪЗВРАТЕН) КЛАПАН тип M-S с параметри:
дебит: 0 ... 360 l/min
налягане: 0 ... 500 bar
работна температура: -20 ... +70 °C
вискозитет на работната течност: 1 ... 380 cSt

МАНОМЕТРИ [5]

Избирам от каталог «Rexroth» - 3.77 (вж. Приложение)
МАНОМЕТЪР тип M-S с параметри:
работно налягане: 0 ... 400 bar
работна температура: -20 ... +70 °C
вискозитет на работната течност: 2,8 ... 380 cSt

ПРЕДПАЗНИ КЛАПАНИ [5]

Избирам от каталог «Rexroth» - 3.77 (вж. Приложение)
ПРЕДПАЗЕН КЛАПАН тип DВОН20 P10/20 с параметри:
налягане вход: 0 ... 400 bar
налягане изход: 0 ... 315 bar
дебит: 0 ... 250 l/min
работна температура: -20 ... +70 °C
вискозитет на работната течност: 2,8 ... 380 cSt
маса: 6,4 kg

ТРЪБОПРОВОДИ [10]

Избирам СТОМАНЕНИ ТРЪБОПРОВОДИ Ст35, които
при $Q=250$ l/min са с параметри:
 $d_{\text{външ}}=38$ mm
дебелина на стената: 9 mm
работно налягане: 0 ... 40 MPa

РАБОТНА ТЕЧНОСТ [4]

Избирам МАСЛО тип МХ-М/100-150 по БДС 7803 -80 г.

ГЛАВА III. ПРОЕКТИРАНЕ НА ФУНДАМЕНТ И СЪЕДИНИТЕЛ ЗА ХИДРОПОМПАТА [11]

Фундаментите под главните и спомагателни механизми подлежат на наблюдение от Български корабен регистър (БКР) при тяхната изработка. Те подлежат на наблюдение по отношение на изпълнението на изискванията на част XIII «Материали» и част XIV «Заваряване» от БКР, и на съответствие със съгласуваната техническа документация от т.4.1.3. на част I «Класификация».

Фундаментите трябва да имат достатъчно здрава и корава конструкция, която да осигурява неподвижно закрепване на механизма към връзките на конструкцията на корпуса и предаването на възникващите усилия в надлъжно и напречно направление.

Фундаментът, като правило, трябва да се състои и от два надлъжни вертикални листа (стени) и горни листи (стени) или пояси, предназначени за непосредствено закрепване на механизма към тях. Конструкцията на фундамента трябва да осигурява достъп за оглед на обшивката под фундамента.

Дебелината на детайлите от конструкцията на фундамента трябва да бъде не по-малка от определената по следната формула:

$$S = a \cdot \sqrt[3]{Q + k}, \text{ mm}$$

където Q - маса на механизма в работно състояние, T ;

a - коефициент, стойностите, на които са дадени в таблицата:

Фундамент под механизма	Детайли на конструкцията на фундамента		
	Опорен лист	Стена	Бракета, книща
Главен двигател с вътрешно горене	4.65	3.00*	2.50
Главен турбозъбен агрегат, дизелгенератор и главен елек тродвигател	4.15	2.70	2.70
Котел	3.65	2.40	2.40

* — в конструкцията на фундамента, имащ по две стени на всеки борд, дебелината на външните стени може да се приема равна на дебелината на бракетите и книщите

k - коефициент, стойностите, на които са дадени в таблицата

Маса на механизма, Т	≤ 20	> 20 ≤ 50	> 50 ≤ 100	> 100 ≤ 200	> 200
К	4	3	2	1	0

Закрепване ново на механизми и друго обзавеждане към външната обшивка, непроницаеми участъци на палуби и платформи, непроницаеми прегради (включително стени и тавани на танкове), обшивката на второто дъно и тунела на гребния вал се разрешава при закрепване към гредите от набора за специално поставени ребра за здравина или на кронщейни, съединени с гредите от набора или ребрата за здравина.

Закрепване на малки по размери механизми и обзавеждане непосредствено на посочените по-горе конструкции върху дублиращи листи, като правило не се разрешава.

III.1 ПРОЕКТИРАНЕ НА ФУНДАМЕНТ [11]

СТЕНИ

$$S = a \cdot \sqrt[3]{Q} + k = 3 \cdot \sqrt[3]{0,160} + 4$$

Приемам $S = 15 \text{ mm}$

ОПОРНИ ЛИСТОВЕ

$$S = 4,65 \cdot \sqrt[3]{0,160} + 4 = 6,3$$

Приемам $S = 10 \text{ mm}$

КНИЦИ

$$S = 2,50 \cdot \sqrt[3]{0,160} + 4 = 5,4$$

Приемам $S = 10 \text{ mm}$

III.2 ПРОЕКТИРАНЕ НА СЪЕДИНИТЕЛ МЕЖДУ ХИДРОПОМПАТА И КОРАБНИЯ ДИЗЕЛОВ ДВИГАТЕЛ

СЪЩНОСТ, ПРЕДНАЗНАЧЕНИЕ И ВИДОВЕ СЪЕДИНИТЕЛИ [12]

Съединителите са елементи на задвижването, които служат за съединяване на валове и други елементи (зъбни колела, барабани и пр.). Мнозинството задвижвания се изграждат от отделни възли с входящи и изходящи валове, напр. електродвигател, редуктор, работна машина. Непосредствената кинематична и силова връзка между отделните части на машината се създава от съединителите. Основното им предназначение е да предават въртящ момент при определена ъглова скорост от един вал на друг или от вал на свободно поставен върху него машинен елемент - ремъчна шайба, зъбно колело и др.

Освен създаване на кинематична и силова връзка между отделните части на задвижването съединителите изпълняват и редица други важни функции, а именно:

- 1) компенсация на вредното влияние на несъосността на съединяваните валове, обусловена от неточностите на изработването, монтажа или други причини;
- 2) гасене на възникващите при работа трептения, тласъци и удари;
- 3) предпазване на елементите на задвижването от въздействието на претоварването;
- 4) бързо съединяване и разделяне на елементите;
- 5) облекчаване пускането на машините;
- 6) ограничаване на ъгловата скорост и др.

В съвременното машиностроене се използват голям брой съединители, които се различават помежду си по принципа на действието, управлението, предназначението и конструкцията си. Изискванията, предявявани към тях в съответствие с условията на експлоатацията, са най-различни, тъй като са най-разнообразни задачите, решавани с тяхна помощ. Нерядко се срещат и сложни комбинирани съединители, обединяващи свойства на няколко типа от най-простите конструкции. Всичко това затруднява провеждането на строга типизация на съществуващите видове съединители и води до създаването на сложни системи за класификация. Тук е дадена една опростена класификация. Според принципа на действието си съединителите за свързване на валове се делят на механични, електрически и хидравлични.

В електрическите и хидравличните съединители се използва действието на електрическите (магнитните) и хидродинамичните сили. Те са предмет на

подробно разглеждане в специалните курсове. В курса по машинни елементи основно се разглеждат механичните съединители.

Механичните съединители се делят на три групи:

1. Постоянни (неуправляеми, постоянно включени): а) твърди съединители, б) твърди компенсиращи съединители (не съдържат еластични елементи), в) еластични съединители (с метални или неметални еластични елементи).
2. Управляеми: а) съединители за включване и изключване - палцови и зъбни, б) триеци съединители (нормално включени и нормално изключени).
3. Самоуправляеми (автоматични): а) центробежни съединители - самоуправляеми по отношение на ъгловата скорост; б) предпазни съединители — самоуправляеми по отношение на предавания въртящ момент; в) изпреварващи съединители (със свободен ход) — самоуправляеми по отношение посоката на въртене.

Класификацията на съединителите е дадена в БДС 10269-87.

ТВЪРДИ СЪЕДИНИТЕЛИ [12]

Предназначение и видове

Твърдите съединители не допускат никаква подвижност на свързаните валове. Следователно те служат за образуване на един дълъг вал от няколко къси, когато поради транспортни, монтажни или други съображения не е възможно този вал да бъде изработен като едно цяло. Твърдите съединители трябва да отговарят на следните изисквания:

1. Да съединяват двата вала така, че геометричните им оси да съвпадат.
2. Да могат да предават пълния въртящ момент от единия вал на другия.
3. Да могат да поемат евентуално и огъващи моменти, действащи в мястото на съединението. С цел да се намали до минимум влиянието на огъващия момент твърдият съединител се поставя по възможност там, където огъващият момент е най-малък. Всеки от валовете на съединителя трябва да се лагерува най-малко на два лагера.
4. Да могат да предават осовите сили, възникнали в системата.
5. Да имат проста конструкция и малка маса.
6. Да се монтират и демонтират лесно.

Твърдите съединители се използват за съединяване на строго съосни валове (допустимо изместване на осите на валовете 2-50 μm) в задвижвания, където се изисква особено точно и напълно сигурно съединение. След въвеждането на индивидуалното електрозадвижване твърдите съединители имат ограничено

приложение в общото машиностроене. Те се срещат главно при трансмисионните валове на различните видове кранове и други специални машини и уредби. Твърдите съединители са втулковидни, черупковидни, дисковидни, фланцовидни. Тук може да се причисли и връзката с челно назъбване (съединител на Хирт). По-нататък са разгледани втулковите, дисковите и фланцовите съединители.

Определяне на изчислителното натоварване в зависимост от вида на силовата и работната машина

Основен параметър на всеки съединител е големината на максималния въртящ момент, за който той е изчислен. Ако този момент може да бъде точно определен с отчитане на динамичните натоварвания и възможните претоварвания в процеса на експлоатацията, той се приема за изчислителен. В останалите случаи максималният изчислителен момент се получава, като се умножи номиналният момент T с коефициента на режима на работа K :

$$(11-1) \quad T_{\text{свд.}} = T_{\text{изч.}} = KT$$

Коефициентът на режима на работа $K > 1$ отчита влиянието на редица фактори: вида на двигателя, характера на работната машина, инерционното съпротивление на задвижваните маси през време на включването и др. Стойностите на K се определят въз основа на експериментални данни и натрупания опит в експлоатацията на съединителите. Сведения за коефициента на режима на работа се дават в литературата обикновено не като фиксирана стойност, а в определени граници. За твърди съединители се приемат по-големите стойности, за еластични — по-малките.

Много автори и фирми - производителки на съединители, препоръчват различни стойности на коефициента на режима на работа K . В настоящия момент не съществува единна общоприета методика за неговото определяне. Заслужава внимание методиката, въз основа на която коефициентът на режима K се приема като произведение на няколко коефициента:

$$(11.2) \quad K = K_1 \cdot K_2$$

където K_1 е коефициент на безопасност, който отчита последствията при отказ на съединителя; $K_1 = 1,0 \div 1,8$;

K_2 - коефициент, който отчита характера на натоварване на съединителя (удари, реверсиране); $K_2 = 1,0 \div 1,5$

При триещите съединители е необходимо триещият момент да се определи с известен коефициент на сигурност с отчитане непостоянството на коефициента на триене, особено при преходните режими. В този случай

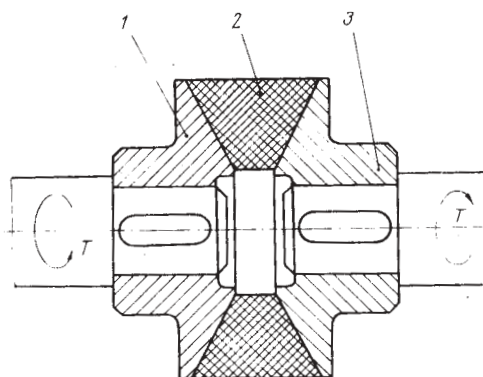
$$T_{\text{изч}} = T_{\text{тр}} = K \cdot K_s \cdot T,$$

където K_s е коефициент на сигурност при включване; $K_s = 1,2 \div 1,5$.

ЕЛАСТИЧНИ СЪЕДИНИТЕЛИ [13]

Предназначение и видове. Основни характеристики

Еластичните съединители служат за съединяване на валове по такъв начин, че при пренасяне на въртящ момент двата вала се завъртват един спрямо друг на значително по-голям ъгъл, отколкото ако връзката между тях се осъществи твърдо. Освен това основно отличително свойство еластичните съединители могат да притежават и способност да компенсират различни размествания на валове.



фиг.11.20

Независимо от конструктивните му особености всеки еластичен съединител може да се схематизира (фиг. 11.20) до следните задължително притежавани елементи: задвижваща част - 1; задвижвана част 3; еластичен елемент - 2, вложен между тези части. Последният осигурява основните свойства на еластичния съединител. Предполага се, че при натоварване частите 1 и 3 са значително по-корави от елемент 2 и той е факторът, определящ големината на завъртането на 1 спрямо 3 при даден натоварващ момент.

Еластичните елементи се изработват от метални или неметални материали. От тази гледна точка съединителите се подразделят на: а) съединители с метални еластични елементи; б) съединители с неметални еластични елементи

Според преобладаващото напрежение в еластичния елемент при работа съединителите се подразделят още на:

- а) съединители с елементи, подложени предимно на натиск (опън);
- б) съединители с елементи, подложени предимно на сгъване;
- в) съединители с елементи, подложени предимно на усукване;
- г) съединители с елементи, подложени предимно на срязване.

Критерии за работоспособност. Материали за еластичния елемент.

Изчисляване на товарносимост

Основни критерии за работоспособност при еластичните съединители са якостният и деформационният. Всички елементи на съединителя, които участват в пренасянето на въртящия момент, трябва да притежават достатъчна якост както при променливи натоварвания (умора), така и срещу кратковременни претоварвания (статична якост). Освен това за всеки конкретен случай на съединителя трябва да се осигури необходимата коравина чрез изменение на параметрите на еластичните елементи и ако е необходимо, да се премине към друг тип елементи.

В съединителите със силно гасене, които работят при постоянно действащи променливи въртящи моменти, се отделя топлина, която повишава температурата на еластичните елементи. Това явление трябва да се отчита най-вече при съединители с неметални еластични елементи, тъй като при тях гасенето е силно, топлопроводимостта - ниска, отвеждането на топлината - затруднено, материалът (гума) - чувствителен към повишаване на температурата над определена стойност (около 60-70°C).

За метални еластични елементи се използват пружинни стомани с повишено въглеродно съдържание и легирани стомани с якост на опън $\sigma_B = (100 \div 180)$ МПа. Препоръчват се коефициенти на сигурност $S = 2 \div 3$ при статично натоварване, а при умора $S = 1,8 \div 2,2$.

За неметални еластични елементи се използва гума. Тя представлява вулканизат на естествен или изкуствен каучук със сяра и други вещества, които ускоряват вулканизацията и подобряват якостта и другите ѝ свойства. Механичното поведение на гумата при гасене има редица особености в сравнение с металите. Основната особеност е наличието на пълзене при нормална температура. Друга особеност е променливият модул на линейните деформации E , което води до нелинейна зависимост $\sigma = \sigma(\epsilon)$. За практически пресмятания се приема $E \neq \text{const}$, който зависи от твърдостта на гумата и се изразява чрез единиците на Шор:

$$(11.12) \quad E \neq 3,57 \cdot 10^5 \cdot e^{0,033H} \text{ [Pa]}$$

За еластични елементи се използва гума с твърдост $H \approx 50 \div 75$. Модулът

на ъгловата деформация за гумата е $G \approx E/6$.

Допустимите напрежения зависят от вида на натоварването и твърдостта на гумата. Ориентировъчни стойности за тях са дадени в табл. 11.1.

Допустими напрежения при	Натиск, МПа	Срязване и усукване, МПа
Статично натоварване	2,0÷3,0	1,0÷1,5
Динамично натоварване	0,5÷1,0	0,3÷0,7

В машиностроенето намират приложение най-разнообразни конструкции еластични съединители. Методиката за изчисляването им може да се сведе до следното независимо от конструктивните им особености.

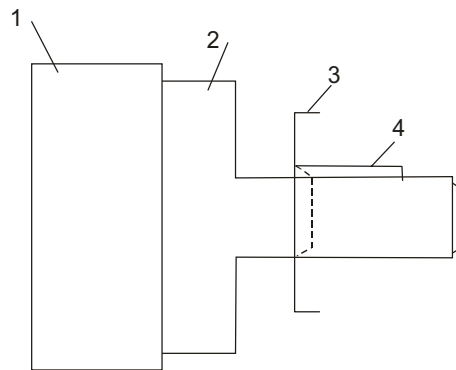
1. Изяснява се натоварването на еластичния елемент и се определя напрегнатото му състояние. При много сложни случаи се прилагат методите на теорията на еластичността или се прави опростена схема, след което резултатите от изчисляването се сравняват с опитни данни.
2. Задава се максималната стойност на напреженията в застрашените точки и се определя допустимият максимален момент. При проектно изчисляване се задава максималният момент и се определят размерите на съединителя.
3. Определят се преместванията в еластичния елемент при действие на различни натоварвания и получените изрази се използват за определяне на коравината. При проектиране стойността на коравината е известна от необходимите динамични характеристики на машинния агрегат. Тогава деформационните уравнения се решават съвместно с якостните и се търсят такива съчетания на размерите на еластичния елемент, които удовлетворяват и двата критерия за работоспособност (якостен и деформационен).
4. Оразмеряват се или се проверяват якостно елементите на съединителя, които участват в пренасянето на въртящия момент (палци, зъби, шпонки и т. н.).

За илюстрация се разглежда изчисляването на товароносимост на съединители от двата основни типа - с метални и с неметални еластични елементи.

ПОДБИРАНЕ НА СЪЕДИНИТЕЛ

Твърдите съединители не допускат никаква подвижност на свързаните валове. Еластичните съединители позволяват да се компенсират различни размествания на валовете.

Ако се използва твърд съединител центроването на валовете на двете машини (на дизеловия двигател и хидропомпата) трябва да се извърши много точно, т. е. има строги изисквания за отклонението от съосността на валовете. Затова ще се използва еластичен съединител тип «Перифлекс», който има сравнително проста конструкция, ниска цена и много добри компенсиращи и демпфиращи свойства. Валът на хидропомпата ще се съедини със съединителя от едната му страна чрез шпонката на вала на хидропомпата. Съединителят тип «Перифлекс» ще се съедини с маховика на дизеловия двигател посредством преходен фланцов съединител. Фланецът на преходника ще се съедини с маховика на ГД чрез болтове, а валът ще се монтира към съединителя чрез шпонка.



- 1- маховик
- 2 - преходен фланец
- 3 - съединител «Перифлекс»
- 4 - шпонка

Избирам съединител тип «Перифлекс» - «Виеластик» тип 370-120 с номинален въртящ момент 1600 Nm и максимален въртящ момент от 4800 Nm. (вж. Приложение)

Избор на преходен фланец [13]

Избирам преходен фланец от стомана марка 45Л (ГОСТ 977 65) от съединителни фланци МН2726-61 - МН2729-61 със допустим въртящ момент 1600 Nm и диаметър на фланеца $D = 220$ mm и диаметър на вала със шпонката $d = 60$ mm и дължина на преходния съединителен фланец $L = 180$ mm. Дискът

на фланеца е изкован заедно с вала. Фланецът ще се съедини към маховика на двигателя чрез напасвани болтове, като въртящият момент ще се предава от силите на триене, предизвикани от силата на затягане на болтовете.

Диаметърът на болтовете съединяващи фланеца с маховика [8]

$$d_B = 0.65 \sqrt{\frac{d^3 (R_{MB} + 160)}{i D_1 R_{MB}}} \quad [\text{mm}]$$

където

$d = 60 \text{ mm}$ диаметър на вала, изкован с фланеца

$R_{MB} = 400 \text{ MPa}$ - якост на опън на материала на вала

$R_{MB} = 400 \text{ MPa}$ - якост на опън на материала на болта

$i = 6$ - брой болтове

$D_1 = 160 \text{ mm}$ - диаметър на центровата окръжност.

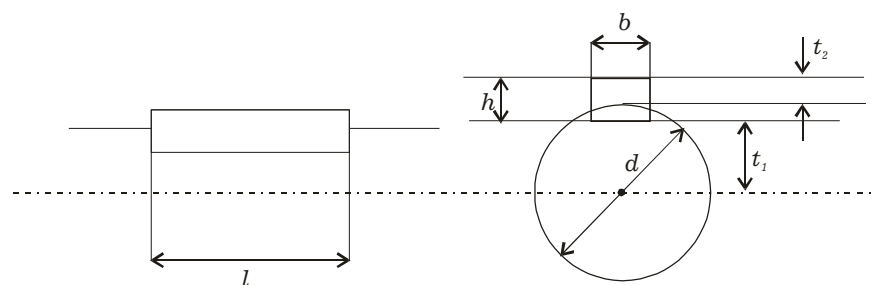
Той е приблизително равен на средния диаметър на триещата повърхнина.

$$d_B = 0.65 \sqrt{\frac{60^3 (400 + 160)}{6 \cdot 160 \cdot 400}} = 11,5$$

Приемам $d_B = 15 \text{ mm}$.

Пресмятане и избор на шпонка [12], [13]

Избирам шпонка, призматична по БДС 13 599-76 с размери



$$b = 18 \text{ mm}; \quad h = 7 \text{ mm}; \quad t_1 = 4 \text{ mm}; \quad t_2 = 3,3 \text{ mm}; \quad l = 100 \text{ mm}$$

Допустими напрежения:

$\sigma_{cm} = 150 \text{ MPa}$ - напрежение на смачкване

$\tau_{cp} = 120 \text{ MPa}$ - напрежение на срязване

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d.l.k} = \frac{2.1391,25}{0,06.0,1.0,0028} = 142 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}$$

$$k = 0,4.h = 0,4.0,07 = 0,0028 \text{ м}$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d.l.b} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2.1391,25}{0,06.,01.0,018} = 25,8 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа}$$

ГЛАВА IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА КОХЗ, ИЗВОДИ, ПРЕПОРЪКИ

Техническа подготовка и експлоатация на КОХЗ [4]

Обемните хидрозадвижвания изпълняват отговорни функции на кораба и за да се обезпечи тяхната безотказна и безопасна работа е необходимо да се спазват някои специфични изисквания и условия в подготовката и експлоатацията им.

Техническа подготовка на КОХЗ [4]

Преди да се пристъпи към каквато и да е работа, е необходимо първоначално да е налице пълен комплект експлоатационна документация. Последната трябва да включва условна хидравлична и монтажна схеми, план на тръбопроводите, електросхема за задвижване и управление, описание на действието, ръководство за монтаж, пускане в действие и експлоатация, спецификация на бързоизносващите се и резервните части. Освен всичко това е необходимо също системата да е контролопригодна, т.е. да осигурява достъпен и лесен контрол и обслужване, включително и по време на експлоатация. За целта на определени места в системата трябва да има специализирани щупери (контролни точки) за измерване на налягането или температурата на работния флуид. Необходимо е също така да има предвидени и т.нар. щуптови връзки за лесно и бързо измерване на дебита в системата при необходимост.

Първата и най-важна задача (при постройка на кораба или след ремонт) е качественият монтаж на хидравличните устройства и система като цяло. Основното и стриктно спазвано правило при това е спазването на идеална чистота при подготовката и сглобяването на отделните части в системата. Първоначално частите се измиват старателно с разтвор от калцинирана сода или трихлоретилен, нафта и други течности. Подсушаването се извършва чрез продухване с чист въздух или забърсване с платнени тъкани. Забранено е използването на пакли от конци, тъй като има опасност от попадане на власинки и части от конци в хидросистемата. Монтажът на серво- и пропорционалната техника изисква особено внимание и специални условия - пълна обезпрашеност и постоянна температура на околната среда около 20 °С.

По време на монтажа е допустим частичен контрол на отделни отговорни детайли и устройства като цяло. Контролът се извършва на място с помощта на специализирани преносни инструменти, уреди и устройства или в стендови условия на брега.

Монтажът на хидравличните устройства се извършва от компетентни

специалисти при строго спазване на изискванията и непрекъснато следене на хидравличната и монтажната схема, плана на тръбопроводите и електросхемата за задвижване и управление на системата.

Пускане в действие

За тази цел се използва ръководството за пускане в действие на системата и се изпълняват техническите изисквания от конструктивната и експлоатационната документация. Спазва се определена последователност на различните видове операции.

1. Външен оглед и контрол за правилно свързване на тръбопроводите и хидравличните устройства съгласно условната хидравлична схема. Проверка на закрепването на устройствата и щуцерните връзки.
2. Запълване на резервоара (предварително идеално почистен) с указаната по документацията марка работна течност, като запълването става през фин филтър. Последният има степен на филтрация не по-ниска от тази на основния филтър в системата.
3. Обезвъздушаване на системата (работа на празен ход), контрол на нивото в резервоара и при необходимост допълване с работна течност до указаното в документацията ниво.
4. Запълване на хидроакумулаторите с азот, като се контролира указаното налягане на запълване; при това в акумулаторите не трябва да има течност.
5. Пружините на предпазно-преливните клапани да са отпуснати в крайно положение, съответстващо на нулево или минимално работно налягане. Помпата да бъде свързана с резервоара чрез разпределители с подходяща позиция.
6. Кратковременно пускане (около 2 s) на електродвигателя с помпата за проверка правилната посока на въртене.
7. Пускане на празен ход за около 10 min с минимално работно налягане, като се контролират налягането, наличието на вибрации, външни обемни загуби (течове) и филтрите на системата.
8. Натоварване на системата, плавно до номиналната стойност на работното налягане. Наблюдава се за наличие на външни загуби на работна течност и ако няма такива предпазните клапани се настройват и пломбират.
9. Провеждане на функционален контрол за съответствие на действителните технически показатели на системата, с предписаните по документация. Проверяват се и се настройват всички измерителни

и алармени устройства.

10. Съставя се приемно-предавателен протокол, който освидетелства експлоатационната годност на хидросистемата.

Експлоатация на КОХЗ

Експлоатацията следва да се води в строго съответствие с техническите предписания на фирмата- производител. Преди всичко трябва да се контролира да няма външни пропуски от системата на работна течност. Известно е, че хидросистемите - морско изпълнение, са подложени допълнително на вредното корозиращо въздействие на влажния морски въздух и в отделни случаи - на морската вода (водни охладители на р.т.), това налага надеждна външна защита на елементите от корозия - боядисване с подходяща корабна боя, а така също периодично следене да не попаднат в работната течност вода и механични примеси. От съществено значение за безаварийната и продължителна ефективна работа на системата е фината филтрация на работната течност. Освен това след всеки 1000 h работа е необходимо да се извършва лабораторен анализ на проби от течността за проверка на физико-химичните ѝ свойства. Замяната на работната течност (минерални масла) се извършва обикновено след 5000-8000 h при стационарни системи и 1000-3000 h при мобилни системи. Първата замяна на р.т. се препоръчва да стане след 1000 работни часа. По време на работа се следи за нивото на течността в резервоара и при необходимост се допълва със същия вид течност. Не се допуска допълване с друг вид течност поради съществуващата опасност (при определени условия) от т.нар. пресичане на работната течност. Това явление се характеризира с отделяне на смолисти вещества, които могат да запушат отворите в системата и да блокират движението в прецизните двойки на елементите, освен това вискозитетът чувствително намалява и се влошават мазилните качества на р.т. По време на експлоатация се извършва периодичен контрол на температурата, налягането, скоростите на движение на изпълнителните звена, а така също за съдържание на вода в р.т. (помътняване) или въздух (оцветяване, близко до това на боза). Контролът за състоянието на филтрите в системата се извършва периодично, първоначално ежесечно, а впоследствие по изготвен график за НТО. При работа на хидросистемата в запрашена среда е желателно отворът за вентилация на резервоара да бъде снабден с фин въздушен филтър, в противен случай има опасност от попадане на механични замърсители в течността. При установяване наличие на вода и примеси в работната течност същата трябва да се източи от системата, старателно да се сепарира и филтрира фино преди запълване.

При работа на корабните хидрозадвижвания зимно време се изискват допълнителни мерки за безаварийна работа при пускане на системата в ход след продължителен престой. Необходимо е първоначално подгряване на р.т. в резервоара до номиналната ѝ температура, след което много внимателно, постепенно системата да се приведе в действие, като се следи налягането в пусковия период. Има се предвид, че в хидромеханизмите и тръбопроводите, които са разположени на външна палуба, поради ниската температура на околната среда работната течност увеличава своя вискозитет и това влошава пусковите характеристики на елементите и системата като цяло. На кораба винаги трябва да има определен запас от резервни части, уплътнения и тръбопроводи (най-вече гъвкави), които при необходимост да заменят износените в хидросистемата.

При спиране от експлоатация на хидросистемата и консервация на елементите се спазват следните по-важни правила:

Елементите се демонтират, запълват с чиста работна течност и отворите се запущват с пластмасови, маслоустойчиви тапи.

Външно елементите се намазват с тънък слой грес или тежко масло (против корозия на небоядисаните, открити части).

Маслото от резервоара се източва в чисти, специално подготвени затворени съдове, а самият резервоар се почиства старателно, след което се херметизира.

Желателно е хидравличните цилиндри са бъдат с прибрани бутални пръти.

Желателно е също така всеки един хидро-елемент да има табелка с основните технически данни и съхраняването на елементите да става на стелажи в сухи, вентилирани складови помещения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целта на дипломната работа е да бъде проектирано корабно обемно хидравлично задвижване и гребен винт за водолазен катер. Това обемно хидравлично задвижване се състои от механо-хидравличен преобразувател на енергия, хидромеханичен преобразувател на енергия, който да задвижва ртаната машина, т. е. гребният винт, чрез гребния вал. Към схемата също трябва да се приложат и съответните спомагателни устройства и принадлежности. Друга задача е също да се определи дали многократното преобразуване на енергията, което понижава к.п.д. на задвижването е оправдано от гледна точка на зададената проектна скорост $V=8$ kn.

Дипломната работа е разработена в четири глави, като преди тях има увод, а след тях е приложението и чертежите.

В Увода са посочени целите и задачите, които ще се решават в дипломната работа. Посочени са също три обобщени схеми на задвижването на катера, без да се избира никоя от тях.

В Глава I. се разглежда целият двигателно-движителен комплекс, като главата е разделена на четири главни подточки.

В Глава I.1. се описва обекта на изследване като се посочват данни за кораба, за главен двигател, валопровода, също се посочват параметрите на съществуващият гребен винт, и на оригиналния гребен винт, тъй като оригиналният главен двигател е бил подменен с друг и винтът се е утежнил и за да съответства новият главен двигател на гребния винт, последният е бил намален по диаметър.

В Глава I.2 е определено съпротивлението на корпуса на кораба и буксировъчната мощност по метода на Нейман. Те ще са необходими за проектирането на нов гребен винт.

В Глава I.3 е направено проектиране на гребен винт. То извършено по метода за изчисление на гребен винт осигуряващ максимална скорост на кораба при зададен диаметър на винта. Понеже диаметърът на винта е ограничен от дименсиите на кораба е избран оптималният вариант за диаметър, т. е. той се приема такъв, какъвто е бил истинския оригинален гребен винт. Изчислението на винта е направено в таблица, като на базата на нея са построени графики за определяне параметрите на винта, а използваната K_T-J диаграма е дадена в Приложението в края на дипломната работа. Гребният винт също е проверен за кавитация по метода на Пампел. Получената скорост на кораба отговаря и надвишава зададената, т. е. 9,52 kn при зададена скорост от 8 kn.

В Глава I.3. е посочена окончателната обобщена схема на корабния движителен комплекс и е избран упорен вал и упорен лагер по правилата на БКР, като лагерът и валът са дадени в Приложението.

В Глава II. Е направен подробен анализ на различните варианти за корабно обемно хидравлично задвижване и елементите на задвижването.

Избрана е функционална схема на хидравличното задвижване и е описан принципът на действието ѝ и са избрани основните ѝ елементи - помпата и хидромотора.

Избрани са също от каталози на фирмата «Rexroth» и градивните елементи към схемата и са зададени в Приложението.

В Глава III. Е извършено проектиране на фундамент за хидропомпата и съединител между помпата и КДД.

Тук фундаментът е проектиран по правилата на БКР.

Описани са различните видове твърди и еластични съединители, като по-удачен вариант е избран еластичен съединител тип «Перифлекс». Пресмятането му също е извършено по правилата и изискванията на БКР.

В Глава IV. са направени изводи и препоръки от гледна точка на експлоатацията на КОХЗ, и е направено заключение за дипломната работа като цяло.

След глава IV следва приложение, в което са дадени различни избрани елементи, таблици, графики, характеризиращи корабния пропульсивен комплекс. Най-накрая в дипломната работа е даден списък с посочена използвана литература и са приложени чертежи на фундамент на помпата и съединителя «Перифлекс».

ИЗПОЛЗВАНА ЛИТЕРАТУРА:

1. Т.М. Башта
“Объемные насосы гидравлических двигателей”, Москва, 1982 г.
2. Т.М. Башта
“Гидропривод и гидро пневмоавтоматика”, Москва, 1972 г.
3. В. Геров
“Помпы, компресори, вентилатори”, София, 1974 г.
4. Пейчо Томов
“Корабни системи и механизми”, Варна, 1995 г.
5. Каталог на фирма “Rexroth”: 9.86; 6.81; 3.77 г.
6. “Ходкост на кораба. Корабни двигатели. Учебно пособие – II част” –
Д. Стоянов, И. Иванов
7. Каталог на фирма Axilus
8. Български корабен регистър – том V, 1986 г.
9. Г. Грозев, С. Стоянов, Г. Гужгулов
“Хидро и пневмо-машини и задвижвания” София
10. Михаил Комитовски
“Елементи на хидро и пневмо-задвижването”, София, 1985 г.
11. Български корабен регистър – том II, 1986 г.
12. Л. Лефтеров; И. Димитров; П. Йорданов, Е. Ганчев
“Машинни елементи”, София 1994 г.
13. Л. Лефтеров; А. Балтаджиев; Ц. Атанасов
“Съединители”, София 1986 г.