

## УДК 62-82

**И.В.СМОРОДСКАЯ**, канд. техн. наук, ассист., НТУ «ХПИ», Харьков,  
**Н.В.ГОРБАТЮК**, канд. техн. наук, зав. сект. ПАО «Турбогаз»

### ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО СХЕМНОГО РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

Розглянуто питання вибору раціональної схемної побудови систем приводів за критерієм надійність-вартість.

Рассмотрен вопрос выбора рационального схемного построения систем приводов по критерию надежность - стоимость.

The question is considered of selection of rational diagram of building drivers systems basing on “cost-reliability” criterion.

**Введение.** Синтез схемного решения любой системы приводов является наиболее ответственным моментом в процессе их разработки. Основу оценки соответствия системы заданным требованиям составляет анализ функциональной надежности. Алгоритмы и методы его проведения достаточно полно освещены в литературе [1, 2, 3]. Проблемной в этом направлении является выбор оптимального профиля системы приводов [4, 5], поскольку таких методик пригодных для производственной практики практически нет.

В настоящей работе ставится задача разработать процедуру выбора, на базе функционального анализа надежности систем приводов, рационального схемного их решения по критерию надежность - стоимость.

Для анализа схемной надежности возможных вариантов структуры проектируемых систем приводов используется программное средство “Schemes” [6]. В нем реализованы, получившие в производственной практике наибольшее распространение, три метода расчета надежности [7, 8]: структурных и логических схем, табличный (рис. 1).

Выбор оптимального по критерию надежности варианта построения системы привода осуществляется из решения задачи

$$X = \arg \max_{X \in \Omega} K_{\delta}, \quad (1)$$

$X \in \Omega$

где  $X$  – вектор параметров ( $T_0, C$ );  $T_0$  – показатель надежности (средняя наработка на отказ);  $C$  – стоимость;  $\Omega$  – допустимое пространство параметров ( $T_0, C$ ), определяемое условиями:

$C \leq C_{\text{äiäi}}$  – допустимая по требованию заказчика стоимость;

$T_0 \geq \bar{\delta}_1^{\text{äiäi}}$  – допустимое значение средней наработки на отказ;

$K_{\delta} = \bar{T}_0 / \bar{C}$  – коэффициент относительного эффекта;

$\bar{T}_o = T_o / T_o^1$  – относительная норма безотказности;

$T_o^1$  – значение средней наработки на отказ аналога или исходного варианта

привода;  $\bar{C} = C / C^1$  – относительная норма стоимости;  $C^1$  – стоимость аналога

или исходного варианта привода. Окончательное формирование профиля системы привода осуществляется на основании сравнительного анализа лучших вариантов по критерию надежности с учетом уровня показателей назначения, массо-габаритных и других характеристиках качества.

Рассмотрим вышеизложенный подход на примере разработки мобильного гидропривода, схема которого приведенного на рис. 2. Конструктивно гидропривод состоит из трех основных функциональных узлов: насосной станции, состоящей из электродвигателя и основного насоса, резервного ручного насоса и головки управления, включающей компенсационно – поддавливающее устройство, силовой цилиндр со штоком, золотник переключения, клапан кольцевания, обратные клапаны. В расчетной схеме варьировался облик насосной станции (табл. 1).

Результаты определения вероятности отказа за один час  $Q$  для рассматриваемых вариантов исполнения привода с использованием программного средства “Schemes” приведены в табл. 2, а решения задачи (1) систематизированы в табл. 3. В качестве ограничений по требованию

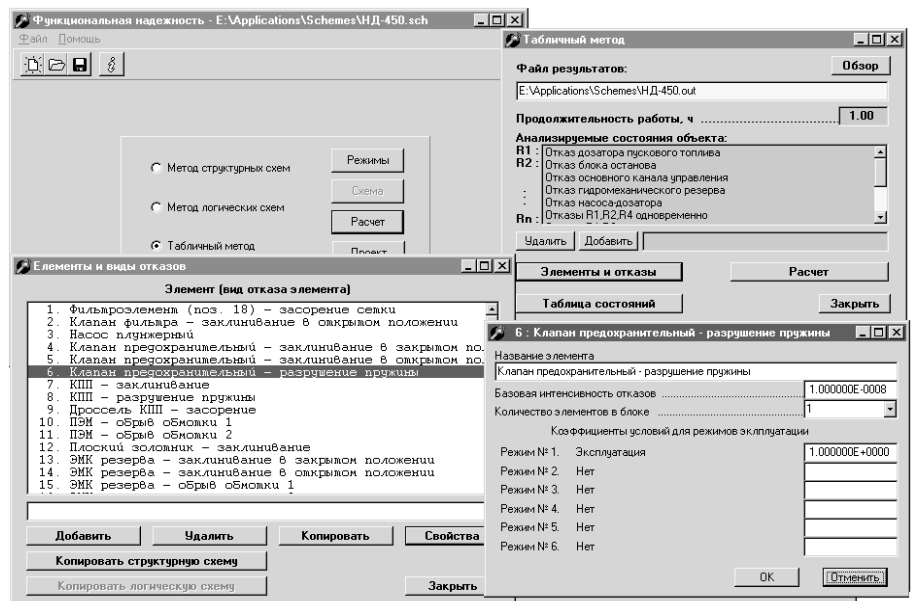


Рис.1. Формы программы Schemes

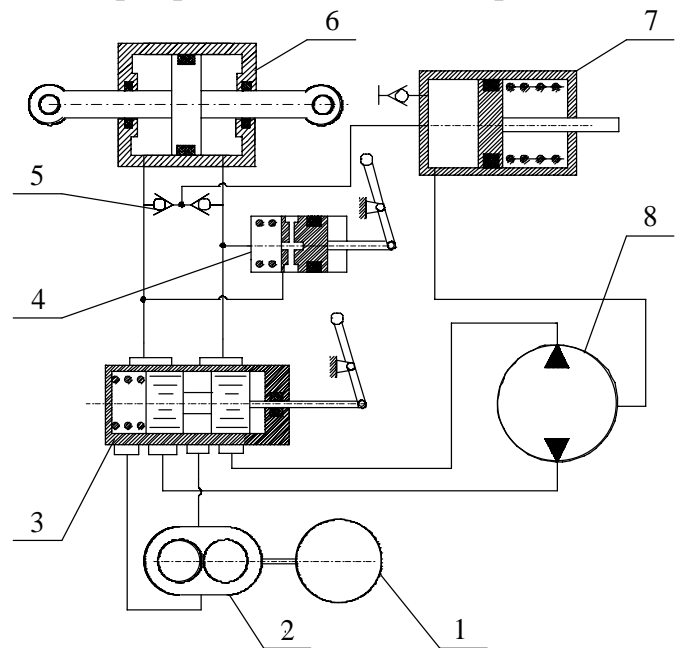


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – насос основной; 3 – золотник переключателя режимов работы; 4 – клапан кольцевания; 5 - клапан обратный; 6 – силовой цилиндр; 7 – компенсационно – поддавливающее устройство; 8 – насос резервный

заказчика принимались: допустимая стоимость гидропривода  $C_{\text{доп}} = 6000$  у.е.; допустимая средняя наработка на отказ  $T_o^{\text{дп}} = 0,5 \cdot 10^5$  ч.

Из приведенных материалов следует, что в качестве оптимального по критерию надежности следует принять третий вариант исполнения привода. Реализованный в нем набор мероприятий по повышению безотказности относительно базового исходного уровня дал наибольший относительный прирост надежности для привода.

Таблица 1- Интенсивности отказов основных элементов приводов

Наименование		Интенсивность отказов, $\lambda_i \cdot 10^6$ , 1/ч
Электродвигатели постоянного тока	Вентильный	3,1
	Коллекторный (ротор с обмотками)	10
	Коллекторный (ротор с постоянными магнитами)	4,83
Насосы	Шестеренный	12,5
	Героторный	10
	Аксиально-поршневой	3,33
Головка управления		1,55
Насос ручной		5

Таблица 2- Вероятности отказов приводов

Номер варианта	1	2	3	4
Насос	Шестеренный	Героторный	Аксиально-плунжерный	Аксиально-плунжерный
Электро-двигатель	Ротор с обмотками	Ротор с постоянными магнитами	Ротор с постоянными магнитами	Вентильный
$Q \cdot 10^{-6}$ , 1/ч	24,40	16,73	10,10	8,30

Таблица 3- Значения коэффициента относительного эффекта

Вариант	1	2	3	4
$C \cdot 10^{-3}$ , у.е.	3,175	3,495	5,425	7,375
$T_o \cdot 10^{-5}$ , ч	0,41	0,61	0,99	1,19
$\bar{C}$	1	1,10	1,71	2,32
$\bar{T}_o$	1	1,46	2,41	2,90
$K_6$	1	1,33	1,41	1,25

Данная технология анализа функциональной надежности использована при разработке ряда мобильных гидроагрегатов и приводов [9-10]. Ее эффективность подтверждена результатами стендовых испытаний выбранных вариантов, а

также подконтрольной эксплуатации в составе объектов ( Ан-140, Ан-124, Ан-148 и др).

Таким образом, выбор рационального схемного решения систем приводов целесообразно осуществлять по критерию надежности, в качестве которого предложен коэффициент относительного эффекта, связывающий нормы надежности и стоимости.

**Список литературы:** 1. Величурский Г.А. Аппаратно – программные методы анализа надежности структурно – сложных систем. – Минск: Наука и техника, 1986. – 126 с. 2. Нечипоренко В.И. Структурный анализ и методы построения надежных систем. – М.: Сов. радио, 1968. 201 с. 3. Черкесов Г.Н., Можжаев А.С. Логико-вероятностные методы расчета надежности структурно-сложных систем. – М.: Знание, 1991. – 104 с. 4. ГОСТ 27.003-90. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности.– М: Изд-во стандартов, 1981. – 27 с. 5. С.И. Беленький, А.Б. Самохин. Оптимизация анализа надежности оборудования // Вестник машиностроения. – 1977. - №8. – С. 42 – 43. 6. Горбатюк Н.В. Автоматизация оценки функциональной надежности технических систем // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2002. – №4. – С. 72- 75. 7. Рябинин И.А., Черкесов Г.Н. Логико-вероятностные методы исследования надежности структурно-сложных систем. - М.: Радио и связь, 1981. – 264 с. 8. Надежность гидравлических систем воздушных судов / Т. М. Баишта, Ю.С. Головкин, А.А. Комаров, Г.И. Зайончковский и др.; Под ред. Т.М. Баишты.- М.: Транспорт, 1986.- 279 с. 9. Горбатюк Н.В. Компьютерный анализ безотказности гидромеханической части САУ ГТД // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Вип. 18. - 2002. – С. 147 –152. 10. Горбатюк Н.В. Методика поэтапной оптимизации надежности систем приводов // Механіка та машинобудування. – Харків, 2006. - №1. – С. 29-39.

*Поступила в редколлегию 09.06.2012*

## **УДК 621.65**

**О.А. МАТВИЄНКО**, асп., СумДУ, Суми

### **ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ЛОПАСТІ ОСЬОВОГО РОБОЧОГО КОЛЕСА ЗАГЛИБНОГО СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА**

В статті аналізується можливість підвищення параметрів малогабаритного осьового ступеню свердловинного насоса за рахунок вибору оптимальної товщини та форми профілю лопаті. Дослідження проводилося за допомогою чисельного моделювання потоку в каналах проточної частини. Отримано напірні та енергетичні характеристики, проведено перевірочний розрахунок лопатей на міцність.

В статье анализируется возможность повышения параметров малогабаритной осевой ступени скважинного насоса за счет выбора оптимальной толщины и формы профиля лопасти. Исследование проводилось с помощью численного моделирования потока в каналах проточной части. Получены напорные и энергетические характеристики, проведен проверочный расчет лопастей на прочность.

The article analyzes possibility of the small-sized axial-flow stage of borehole submersible pump improvement by changing thickness and form of airfoil. Investigations have been performed by numerical simulation of flow in the flow part. Head and efficiency characteristics were received performed test calculations on the strength of the blades.