

УДК 62-231

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДОВ С ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ НА ОСНОВЕ КОЛИЧЕСТВЕННОЙ ОЦЕНКИ ПРИОРИТЕТНОСТИ КРИТЕРИЕВ ОТБОРА

© 2014 О.А. Краснова, В.Г. Пидодня, Д.А. Сизов

Филиал Самарского государственного технического университета в г. Сызрани

Поступила в редакцию 19.03.2014

Габариты редуктора и привода, их стоимость, условия и способ смазки зацепления, а также технология сборки в значительной степени зависят от частоты вращения вала электродвигателя и разбивки передаточного отношения по ступеням. В работе излагается методика оптимизации параметров приводов с двухступенчатыми редукторами, содержащими червячную передачу, с учетом приоритетности критериев отбора. Предложенная методика может быть использована как инженерами-конструкторами, так и студентами машиностроительных специальностей.

Ключевые слова: *привод, редуктор, передаточное число, оптимизация*

Обязательным элементом подъемно-транспортной машины (ПТМ) является привод, состоящий из двигателя и передаточного механизма (редуктора или мультипликатора). Скорости перемещения рабочих органов ПТМ невысоки, а условие компактности и экономичности диктует применение высокоскоростных электродвигателей. Это приводит к получению больших передаточных чисел и, следовательно, к необходимости использования многоступенчатых цилиндрических редукторов или менее громоздких, комбинированных, содержащих червячную передачу. Немаловажным достоинством червячной передачи для ПТМ является и её свойство самоторможения.

На начальном этапе расчёта общее передаточное число редуктора определяют по рекомендациям, приводимым в литературе (см., например, [3–5]), затем производится расчёт передач и окончательная компоновка редуктора. Полученный результат оценивается по необходимым критериям. Для сокращения времени конструирования применяют типовые схемы редукторов, выбранные по каталогам. Этот способ также является не самым удачным в связи с тем, что не позволяет учесть все требования заказчика (габариты, КПД, рабочую температуру привода и т.д.). Оптимальное сочетание передаточных чисел можно получить при многократных расчётах, что приводит к большой трудоёмкости

конструкторских работ. Ранее производились попытки применения информационных технологий в разработке оптимальных конфигураций редукторов [2, 6, 9], но при этом не предусматривался перебор частот вращения вала электродвигателя, либо не учитывались требования государственных стандартов, либо не рассматривались схемы с червячной передачей.

Авторами настоящей статьи был разработан программный продукт, позволяющий выполнить многовариантный расчёт привода с двухступенчатым цилиндро-червячным или червячно-цилиндрическим редуктором и выбрать в автоматическом режиме конфигурации, имеющие наиболее выгодные сочетания рабочих параметров. По мнению авторов, единственный способ определения оптимальной схемы привода – это получение множества конфигураций с помощью программного продукта, позволяющего проводить многовариантный расчет, с последующим выбором параметров привода на основе количественной оценки наиболее важных для потребителя критериев. Предлагаемый программный продукт написан на языке Delphi. В процессе расчета ядро программы обращается к базе данных, содержащей информацию об электродвигателях, а также ряды значений нормального модуля, межосевых расстояний, коэффициентов диаметра, ширины колёс и передаточных отношений для зубчатой цилиндрической и червячной передач, определенных соответствующими государственными стандартами [1, 7, 8].

Исходными данными для расчета являются:

- тип редуктора (червячно-цилиндрический либо цилиндро-червячный);
- требуемая мощность на выходном валу N_T ;

Краснова Оксана Александровна, старший преподаватель. E-mail: ok-kras@ya.ru

Пидодня Владимир Григорьевич, кандидат технических наук, доцент. E-mail: pidodnya@sstu.syzran.ru

Сизов Дмитрий Александрович, старший преподаватель. E-mail: sizov.syzran@gmail.com

- требуемая частота вращения выходного вала n_T ;
- значения допустимого контактного напряжения, определяемые материалами колес быстроходной и тихоходной передач $[\sigma_H]$;
- степени приоритета рабочих параметров, на основе которых производится выбор оптимального привода (самому важному параметру соответствует первая степень, следующему по важности — вторая и т.д.)

В описываемой версии программного продукта выбор оптимального привода производится на основе следующих критериев:

- частоты вращения вала электродвигателя $n_{дв}$;
- суммарного объема передач редуктора V_{II} , определяемого по формуле

$$V_{II} = \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^4 d_i^2 b_i, \quad (1)$$

где d_i — делительный диаметр зубчатого (червячного) колеса или червяка, b_i — ширина зубчатого венца колеса или длина нарезанной части червяка;

- рабочей температуры редуктора

$$t = t_{oc} + \frac{N_{дв} (1 - \eta_p)}{k_t F}, \quad (2)$$

где t_{oc} — температура окружающей среды в градусах Цельсия, $N_{дв}$ — мощность электродвигателя (кВт), k_t — коэффициент теплоотдачи, $F = 2(LB + BH + LH)$ — площадь теплоотдающей поверхности редуктора (здесь L , B , H — соответственно длина, ширина и высота корпуса редуктора);

- КПД редуктора

$$\eta_p = 0,955 \eta_{цил} \eta_{он}^3 \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \rho')}, \quad (3)$$

где $\eta_{цил}$ — КПД цилиндрической передачи, $\eta_{он}$ — КПД пары подшипников, γ — делительный угол подъема витка червяка, ρ' — приведенный угол трения в червячной передаче;

- разности глубин погружения колёс в масляную ванну Δh , определяемой по формуле

$$\Delta h = |h_y - h_q|, \quad (4)$$

где для червячно-цилиндрического редуктора $h_y = d_{f4}/2$, $h_q = a_{wч} + d_{f4}/2$, для цилиндрично-червячного $h_y = d_{f2}/2$, $h_q = d_{f3}/2$ (см. рис. 1а, б).

После завершения ввода основных параметров запускается процедура расчета (см. блок-схему на рис. 2), последовательность которого изложена такова. В первую очередь формируется

массив электродвигателей, имеющих требуемую мощность, которая рассчитывается как исходя из минимального, так и из максимального значений КПД редуктора. Для каждого электродвигателя из списка в соответствии с частотой вращения его вала подбираются пары передаточных отношений, обеспечивающие требуемую частоту вращения выходного вала редуктора.

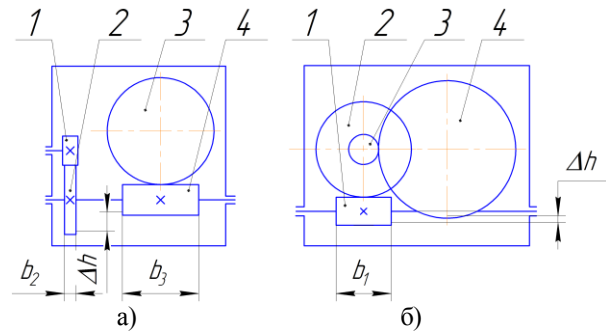


Рис. 1. Схемы цилиндрично-червячного (а) и червячно-цилиндрического редукторов (б)

Далее на основе каждой найденной пары передаточных отношений производится расчет быстроходной и тихоходной передач редуктора, при этом производится автоматическое варьирование значений коэффициента диаметра червяка, коэффициента ширины колеса, нормального модуля зацепления, предварительного угла наклона зубьев цилиндрической косозубой передачи в рекомендуемых пределах. Кроме того, округление расчетных значений чисел зубьев шестерни и колеса до целых производится как в большую, так и в меньшую стороны. Результатом описанного многовариантного расчета является массив различных приводов, позволяющих получить заданные выходные параметры, который включает в себя, как правило, несколько сотен позиций. Полученный массив фильтруется с целью исключения конфигураций, для которых расчетные значения скорости скольжения в червячной передаче, отклонений угловых скоростей от требуемых, рабочей температуры редуктора, угла наклона зубьев цилиндрической передачи не входят рекомендованные диапазоны.

Ниже приведены некоторые графические зависимости, построенные на основе анализа, полученного с помощью программного продукта массива вариантов приводов с цилиндрично-червячным редуктором при следующих исходных данных: материалы колес цилиндрической передачи — сталь 45, червячного колеса — оловянная бронза, мощность на выходном валу 4,2 кВт, частота вращения выходного вала 25 об/мин. Рис. 3 показывает, что увеличение передаточного числа цилиндрической ступени приводит к увеличению разности глубин погружения колес в масляную ванну (см. рис. 1а).

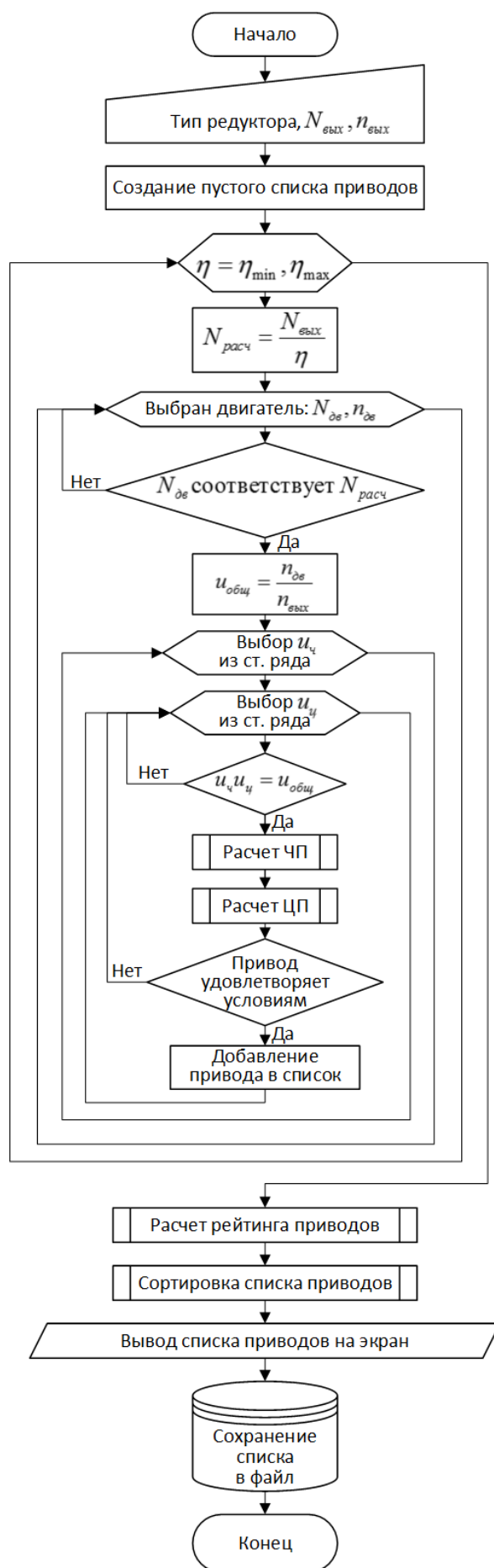


Рис. 2. Упрощенная блок-схема программного продукта

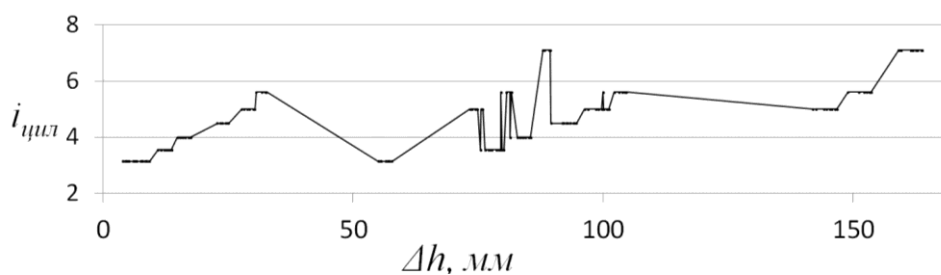


Рис. 3. Взаимосвязь между разностью глубин погружения колес в масляную ванну и передаточным числом цилиндрической ступени цилиндро-червячного редуктора

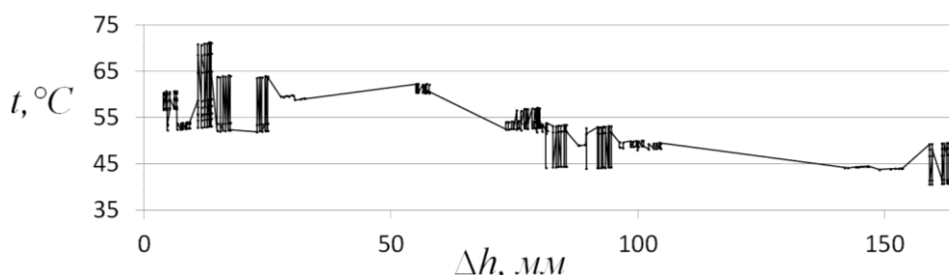


Рис. 4. Взаимосвязь между разностью глубин погружения колес в масляную ванну и рабочей температурой цилиндро-червячного редуктора

Как видно из рис. 4, меньшая рабочая температура редуктора соответствует большим значениям разности глубин погружения колес в масляную ванну, что объясняется увеличением габаритов редуктора и, как следствие, площади его теплоотдающей поверхности при возрастании Δh .

На основании рис. 5 можно сделать вывод о том, что использование быстроходных двигателей в приводах, содержащих редукторы с червячной передачей, не всегда приводит к увеличению общего объема передач. Таким образом, в большинстве случаев следует выбирать высокоскоростные двигатели, которые являются более компактными и дешёвыми.

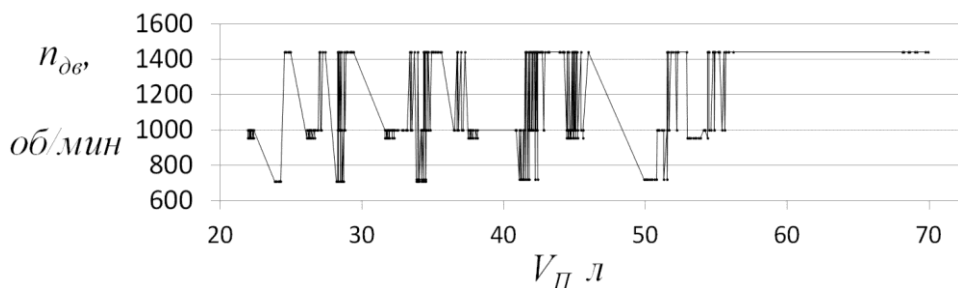


Рис. 5. Зависимость суммарного объема передач цилиндро-червячного редуктора от частоты вращения электродвигателя

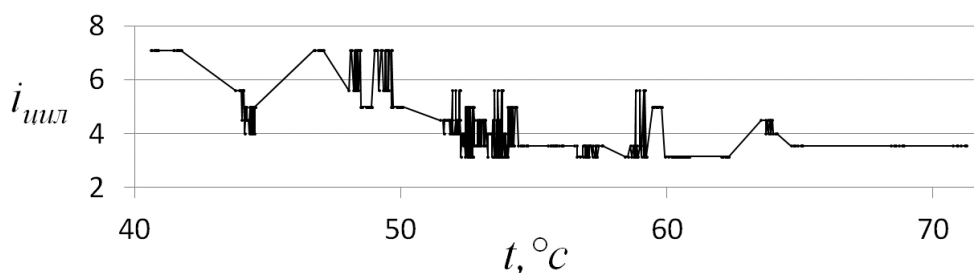


Рис. 6. Взаимосвязь между рабочей температурой цилиндро-червячного редуктора и передаточным числом цилиндрической ступени

Из рис. 6 видно, что уменьшение передаточного числа цилиндрической ступени и, как следствие, увеличение передаточного числа червячной ступени приводит к уменьшению габаритов редуктора и росту его рабочей температуры. Кроме того, увеличение передаточного числа червячной ступени, как правило, осуществляется за счет выбора малозаходных червяков,

имеющих меньший КПД, что также способствует повышению рабочей температуры редуктора. Далее приведены аналогичные графические зависимости, построенные на основе анализа массива приводов с червячно-цилиндрическим редуктором, полученного при тех же исходных данных.

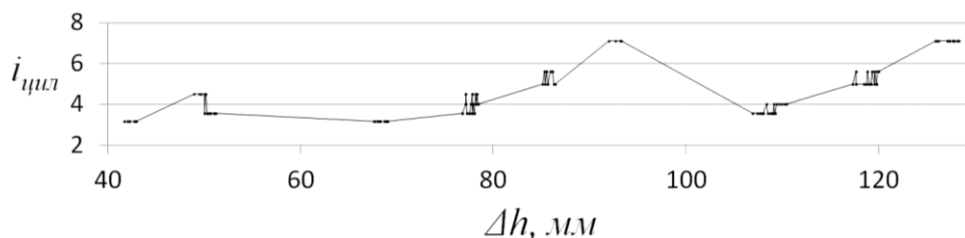


Рис. 7. Взаимосвязь между разностью глубин погружения колес в масляную ванну и передаточным числом цилиндрической ступени червячно-цилиндрического редуктора

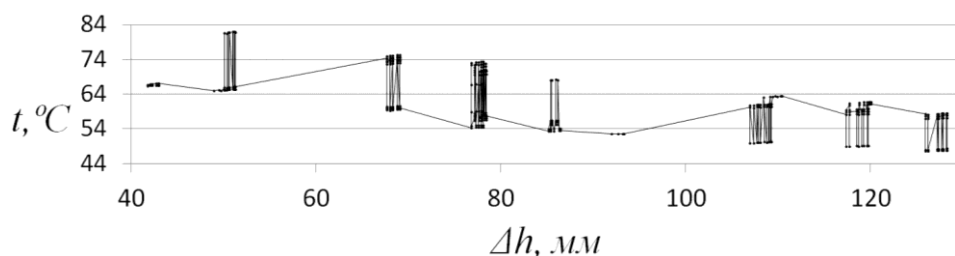


Рис. 8. Взаимосвязь между разностью глубин погружения колес в масляную ванну и рабочей температурой червячно-цилиндрического редуктора

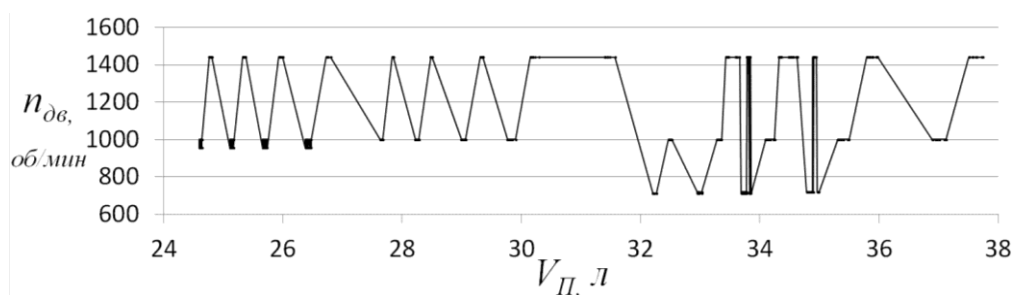


Рис. 9. Зависимость суммарного объема передач червячно-цилиндрического редуктора от частоты вращения электродвигателя

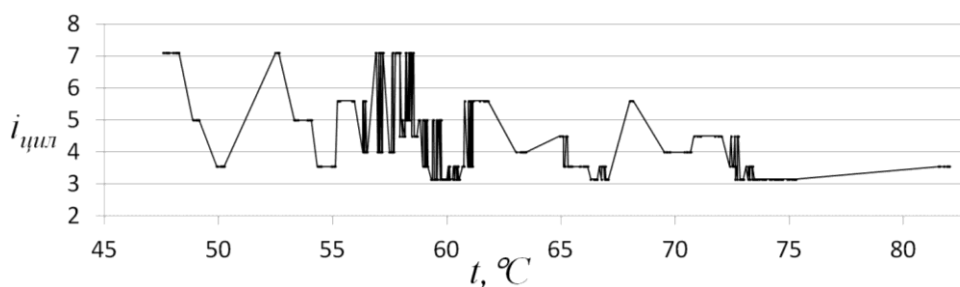


Рис. 10. Взаимосвязь между рабочей температурой червячно-цилиндрического редуктора и передаточным числом цилиндрической ступени

Программный продукт позволяет отсортировать полученный массив вариантов приводов

по каждому из критериев отбора, перечисленных выше, и вывести его на экран либо в текстовый

файл в виде массива строк, каждая из которых соответствует одному приводу и содержит его основные характеристики. В табл. 1 показаны лучшие по каждому из критериев варианты приводов с червячно-цилиндрическим редуктором, обеспечивающие следующие выходные параметры: мощность на выходном валу 4,2 кВт,

частота вращения выходного вала 25 об/мин. Из табл. 1 видно, что привод, являющийся оптимальным по одному из критериев, может быть признан неудовлетворительным на основе анализа значений других его параметров, которые зачастую далеки от оптимума.

Таблица 1. Варианты приводов с червячно-цилиндрическим редуктором

Критерий отбора	Привод							
	Двигатель		Редуктор					
	$n_{дв}$, об/мин	$N_{дв}$, кВт	$i_{цил}$	$i_{черв}$	Δh , мм	V_{II} , л	КПД	t , °C
Δh	1000	5,5	3,15	12,5	3,96	22,28	0,83	60,4
	955	5,5	3,15	12,5	3,96	22,28	0,83	60,1
	1440	5,5	3,55	16	10,95	24,87	0,83	58,7
V_{II}	955	5,5	3,15	12,5	6,24	21,95	0,83	60,8
	710	5,5	3,55	8	13,2	23,87	0,842	56,1
	1440	5,5	3,55	16	13,2	24,55	0,829	59,0
$n_{дв}$	1440	7,5	7,1	8	161,62	44,48	0,855	49,5
	1440	5,5	5,6	10	81,71	33,46	0,847	52,2
	1400	7,5	5,6	10	32,78	36,77	0,853	59,1
КПД	1440	5,5	7,1	8	161,62	55,12	0,855	40,8
	1440	7,5	5,6	10	104,37	54,75	0,853	48,4
	1000	7,5	5	8	30,0	36,47	0,852	59,8
t	1440	5,5	7,1	8	159,62	55,85	0,855	40,6
	1440	5,5	5,6	10	151,2	42,13	0,847	43,9
	1440	5,5	4,5	12,5	89,58	43,2	0,843	44,1

В связи с этим с целью упрощения выбора оптимального варианта привода введем понятие рейтинга привода R , вычисляемого на основе степеней приоритета основных рабочих параметров, заданных пользователем, по формуле

$$R = \sum_{i=1}^5 a_i x_i, \quad (5)$$

где a_i – коэффициент влияния критерия отбора (принимает значения от 0 до 1 в зависимости заданного пользователем в программном

продукте приоритета критериев: 1 – наиболее важный критерий, 5 – наименее важный), x_i – значения частного рейтинга по каждому из критериев оптимизации (наилучшему значению критерия соответствует частный рейтинг 10 баллов, наихудшему – 0, а для промежуточных значений частный рейтинг определяется с помощью линейной интерполяции). Таким образом, общий рейтинг привода может принимать значения от 0 до 10. Приводы с максимальным рейтингом для различных вариантов расстановки приоритетов представлены в табл. 2.

Таблица 2. Приводы с червячно-цилиндрическим редуктором, имеющие наивысший рейтинг

Вариант расстановки приоритетов критериев отбора					Привод							
					двигатель				редуктор			
Δh , мм	t , °C	$n_{дв}$, об/мин	КПД	V_{II} , л	$N_{дв}$, кВт	$n_{дв}$	i_T	i_B	Δh , мм	V_{II} , л	КПД	t , °C
1	4	2	5	3	5,5	1440	4,5	12,5	22,9	28,7	0,843	53,5
5	3	4	1	2	5,5	1440	7,1	8	87,9	35,5	0,855	49,1
1	5	3	2	4	7,5	1440	5,6	10	30,6	37,3	0,853	58,8

Выводы: использование рейтинга позволяет выбрать в соответствии со шкалой приоритетности критериев отбора наиболее удачное

сочетание параметров электродвигателя и редуктора, обеспечивающих заданные выходные характеристики привода. Разработанная методика

предусматривает возможность учета и других критериев отбора, не рассмотренных в данной работе (стоимость привода, его относительную массу, технологичность и т.п.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. *Анфимов, М.И.* Редукторы. Конструкции и расчет. – М.: Машиностроение, 1993. 464 с.
2. *Гутин, С.Я.* Информационные технологии в эскизном проектировании и оптимизации параметров зубчатых цилиндрических редукторов / *С.Я. Гутин, М.Ю. Власов.* – М.: Высшая школа, 2004. 110 с.
3. *Дунаев, П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / *П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.* – М.: Академия, 2006. 496 с.
4. *Ерохин, М.Н.* Детали машин и основы конструирования. – М.: КолосС, 2005. 462 с.
5. *Курмаз, Л.В.* Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / *Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда.* – М.: Высш. шк., 2005. 309 с.
6. *Монахов, Ю.С.* Оптимизация габаритов соосных схем редукторов // Материалы межвузовской научно-технической конференции. Ч.6. С. 113-114.
7. *Чернавский, С.А.* Курсовое проектирование деталей машин / *С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин.* – М.: Альянс, 2005. 416 с.
8. *Чернилевский, Д.В.* Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2004. 560 с.
9. *Шевелев, В.В.* К вопросу оптимизации зубчатых двухступенчатых цилиндрических редукторов // Вестник Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьёва. 2012. №1(22). С. 161-164.

OPTIMIZATION THE DRIVE PARAMETERS WITH THE WORM GEAR ON THE BASIS OF QUANTITATIVE ASSESSMENT THE PRIORITY OF SELECTION CRITERIA

© 2014 O.A. Krasnova, V.G. Pidodnya, D.A. Sizov

Branch of Samara State Technical University in Syzran

Reducer and drive dimensions, their cost, conditions and way of gear greasing, and also technology of assembly substantially depend on the frequency of rotation the shaft of electric motor and breakdown the transfer relation on steps. In work the method of optimization drive parameters with two-level reducers containing a worm gear, taking into account priority of selection criteria is stated. The offered method can be used both design engineers and students of machine-building specialties.

Key words: *drive, reducer, transfer number, optimization*