

**В.Н. ВЛАСЕНКО**, к.т.н., генеральный директор АОЗТ "НИИ "Редуктор", г. Киев  
**В.М. ФЕЙ**, главный инженер АОЗТ "НИИ "Редуктор"

## СОВРЕМЕННАЯ МЕТОДИКА ВЫБОРА РЕДУКТОРОВ И МОТОР-РЕДУКТОРОВ

Запропонована сучасна методика вибору редукторів і мотор-редукторів.

Modern method of choice of reducing gears and motor-gears is offered.

Непрерывное совершенствование электромеханических приводов общемашиностроительного применения (МП ОМП) и их компонентов (электродвигателей, редукторов, муфт и др.) направленное на повышение нагрузочной способности, снижение габаритных размеров и массы, повышение надежности и долговечности требует от проектировщиков и потребителей знаний правильного выбора привода [1-4].

В общем случае выбор редуктора (мотор-редуктора) сводится к определению потребной мощности или крутящего момента на выходном валу с учетом режима эксплуатации, характера нагрузки, температуры внешней среды, типа и типоразмера изделия, передаточного числа (отношения) редуктора или частоты вращения выходного вала мотор-редуктора, допускаемой радиальной консольной нагрузки на выходном валу. При этом расчетные значения мощности, крутящего момента и радиальной консольной нагрузки на выходном валу не должны превышать допускаемых нагрузок, указанных в паспорте или каталоге на изделие.

Для правильного расчета параметров привода необходимо располагать данными приводного механизма (нагрузки, частоты вращения валов, массы вращающихся деталей и др.). По ним определяются необходимые значения мощности, крутящего момента и частоты вращения. Рассчитав мощность и частоту вращения привода можно выбирать соответствующий вариант привода с учетом других требований к механическим параметрам.

### 1 Порядок выбора редуктора

**1.1 Коэффициент полезного действия (КПД).** КПД редукторов в основном зависит от трения в зубчатом зацеплении и подшипниках. Следует учитывать, что КПД редуктора при запуске всегда ниже, чем при номинальной частоте вращения и нагрузке, что очень важно при выборе червячных редукторов для работы в переменных режимах работы, например в подъемниках.

При передаче обратного момента КПД червячного редуктора определяется как  $\eta' = 2 - 1/\eta$ , что значительно ниже, чем КПД  $\eta$  при прямой передаче. Если КПД при прямой передаче  $\eta \leq 0,5$ , то червячный редуктор является самотормозящим.

При поставке боковая поверхность зубьев новых червячных редукторов еще не приработана. Поэтому в период приработки КПД ниже, чем при после-

дующей эксплуатации на следующую величину: 12% – для однозаходных передач, 6% – для двухзаходных и 3% – для трех- и четырехзаходных передач.

Приработка червячных передач считается законченной и КПД достигает номинальных значений, если достигнута нормальная рабочая температура редуктора при номинальной нагрузке.

**1.2 Определение эксплуатационного коэффициента.** Воздействие рабочего механизма на редуктор учитывается с достаточной точностью, если при расчете использовать эксплуатационный коэффициент  $f_B$  (сервис-фактор). Эксплуатационный коэффициент определяется по ежедневному времени работы и количеству включений. При этом выделяют три характера нагрузки в зависимости от коэффициента инерции. Необходимый эксплуатационный коэффициент можно определить по диаграмме на рисунке 1.

$$\text{Коэффициент инерции} = \frac{\text{Все внешние моменты инерции}}{\text{Момент инерции двигателя}} \quad (1)$$

Все внешние моменты инерции – это моменты инерции рабочего механизма и редуктора, приведенные к валу двигателя. Расчет для приведения к валу двигателя выполняется по следующей формуле:

$$J_X = J \times \left( \frac{n_2}{n_{\text{дв}}} \right)^2, \quad (2)$$

где  $J_X$  – момент инерции, приведенный к валу двигателя;  $J$  – момент инерции, приведенный к выходному валу редуктора;  $n_2$  – частота вращения выходного вала редуктора;  $n_{\text{дв}}$  – частота вращения вала двигателя.

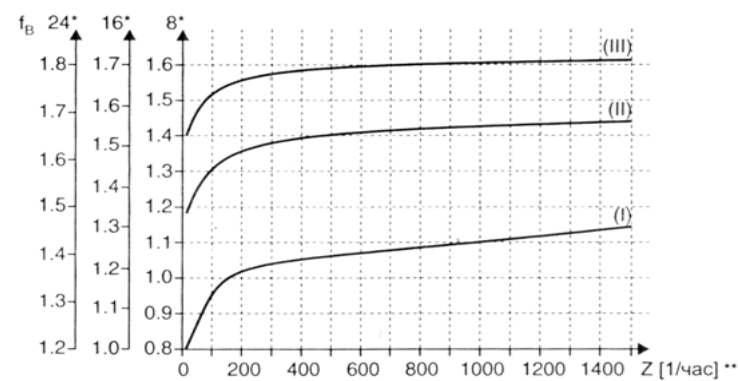


Рисунок 1 – Эксплуатационный коэффициент  $f_B$ :

\* Ежедневное время работы, часов в сутки;

\*\* В данном количестве включений  $Z$  учитываются все процессы запуска и торможения, а также переходы с низкой частоты вращения на высокую и наоборот

Различают три характера нагрузки:

- (I) Равномерная нагрузка, допустимый коэффициент инерции  $\leq 0,2$ .
- (II) Умеренная ударная нагрузка, допустимый коэффициент инерции  $\leq 3$ .
- (III) Значительная ударная нагрузка, допустимый коэффициент инерции  $\leq 10$ .

Момент инерции двигателя – это моменты инерции ротора двигателя, а также тормоза и инерционной крыльчатки, если таковые установлены. При большом коэффициенте инерции ( $>10$ ), большом люфте в передающих элементах или при значительных внешних радиальных нагрузках эксплуатационный коэффициент  $f_B$  может быть  $>1,8$ .

В дополнение к эксплуатационному коэффициенту  $f_B$ , показанному на рисунке 1, при выборе червячных редукторов необходимо принимать в расчет еще два эксплуатационных коэффициента. Это:

–  $f_{B1}$  = эксплуатационный коэффициент, учитывающий температуру окружающей среды;

–  $f_{B2}$  = эксплуатационный коэффициент, учитывающий относительную продолжительность включения.

Дополнительные эксплуатационные коэффициенты  $f_{B1}$  и  $f_{B2}$  можно определить по диаграммам на рисунке 2. Характер нагрузки учитывается в  $f_{B1}$  таким же образом, как и в  $f_B$ .

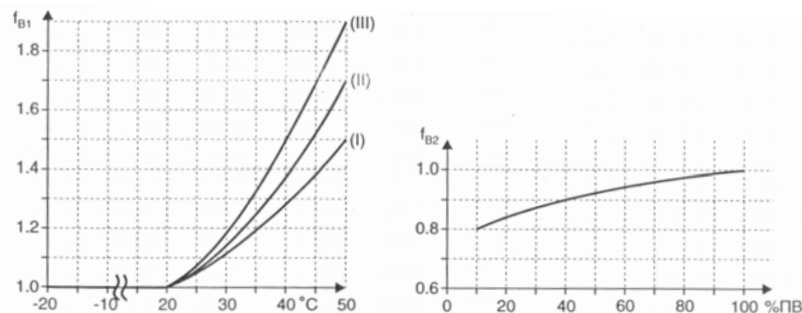


Рисунок 2 – Дополнительные эксплуатационные коэффициенты  $f_{B1}$  и  $f_{B2}$

$$PV(\%) = \frac{\text{Время работы под нагрузкой в мин} / \text{ч}}{60} \times 100 \quad (3)$$

Общий эксплуатационный коэффициент, необходимый для выбора червячных редукторов, рассчитывается следующим образом:

$$f_{BC} = f_B f_{B1} f_{B2} \quad (4)$$

**1.3 Расчетный крутящий момент, которым необходимо пользоваться при выборе редуктора.** Расчетный крутящий момент  $M_{2p}$ , которым необходимо пользоваться при выборе редуктора с учетом требуемого крутящего

момента  $M_2$  и эксплуатационного коэффициента  $f_B$  вычисляется по формуле:

$$M_{2p} = M_2 f_B \leq M_{2n} \quad (5)$$

где  $M_{2n}$  – допускаемый крутящий момент редуктора.

Аналогично определяется расчетная мощность:

$$P_p = P \cdot f_B \leq P_{дв} \quad (6)$$

Или для червячных редукторов:

$$P_p = P \cdot f_B \cdot f_{B1} \cdot f_{B2} \leq P_{дв} \quad (7)$$

где  $P$  – требуемая мощность;  $P_{дв}$  – мощность электродвигателя.

**1.4 Определение радиальной консольной нагрузки.** При определении результирующей внешней радиальной нагрузки необходимо учитывать тип передающего элемента, установленного на выходной вал. Кроме того, следует принимать во внимание коэффициенты запаса  $n$  для различных передающих элементов приведенные в таблице 1.

Внешняя радиальная нагрузка на вал двигателя или редуктора рассчитывается по формуле:

$$F_{r1(2)} = \frac{2000M}{d} \cdot n, \text{ Н}, \quad (8)$$

где  $M$  – крутящий момент на валу, Н·м;  $d$  – средний диаметр устанавливаемого передающего элемента, мм;  $n$  – коэффициент запаса.

Определенная внешняя радиальная нагрузка должна быть меньше или равна допускаемой радиальной консольной нагрузки, указанной в паспорте или каталоге.

Таблица 1

Тип передающего элемента	Коэф-т запаса, $n$	Примечание
Шестерня	1,15	$z > 17$
Звездочка цепной передачи	1,40	$13 \leq z < 20$
Звездочка цепной передачи	1,25	$z \geq 20$
Клиноременный шкив	1,75	В зависимости от предварительного натяжения
Плоскорременный шкив	2,50	– " –
Шкив зубчатого ремня	1,50	– " –

**2 Выбор мотор-редукторов.** Производится в следующем порядке:

**2.1** Определить эксплуатационные коэффициенты  $f_B$ ,  $f_{B1}$ ,  $f_{B2}$  соответствующие типу мотор-редуктора, типу нагрузки в зависимости от количества включений в час и количеству часов работы в сутки.

**2.2** Определить необходимую входную мощность по формуле:

$$P_1 = \frac{M_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (9)$$

**2.3** В таблицах паспорта или каталога найдите значение мощности двигателя, соответствующее требуемой мощности. При этом  $P_{дв} \geq P_1$ . Мощность двигателя, указанная в паспорте, как правило, относится к продолжительному режиму S1. Для двигателей применяемых в условиях режимов, отличных от режима S1, в частности S2 и S3 для двигателей типоразмера 132 и меньше, возможно повышение мощности по сравнению с мощностью в режиме S1, определяемое по формуле:

$$P_{дв} = \frac{P_1}{f_m}, \text{ кВт} \quad (10)$$

где  $f_m$  – поправочный коэффициент, учитывающий относительную продолжительность включения, приведенный в таблице 2.

Таблица 2

Обозначение коэффициента	Режим работы S2			Режим работы S3		
	Продолжительность цикла, мин			Продолжительность включения, %		
	10	30	60	25	40	60
$f_m$	1,35	1,15	1,05	1,25	1,15	1,1

**2.4** В соответствии с требуемой частотой вращения выходного вала выберите из паспорта или каталога мотор-редуктор.

Игнорирование учета реальных режимов работы привода при выборе изделия по каталогам иномарок может привести к значительным ошибкам, сопровождающихся отказами и разрушениями приводной техники при эксплуатации.

**Список литературы:** 1. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Методика выбора в зависимости от режимов нагружения. – М., 1986. – 48с. 2. SEW-EVRODRIVE. Мотор-редукторы. Каталог A3.D01. 2008. – 786с. 3. BONFIGLIOLI RIDUTORI. Каталог. 2008. – 402с. 4. YILMAZ. REDUKTOR. General kataloque. 2008. – 785с.

*Поступила в редакцию 16.03.10*

**І.С. ГРИЦАЙ**, д.т.н., професор, зав. кафедри ТМБ НУ "Львівська політехніка"  
**Я.М. ЛИТВИНЯК**, к.т.н., доцент кафедри ТМБ НУ "Львівська політехніка"

### ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ПОЄДНАННЯМ ТРАДИЦІЙНИХ ТА НОВИХ СПОСОБІВ ФОРМОУТВОРЕННЯ

Приведены характеристика и обоснование комплексного использования при изготовлении цилиндрических зубчатых колес с большими модулями для выполнения черновой и чистовой зубообработки для нового способа радиально-окружного формообразования зубьев дисковой фрезой с непрерывной обкаткой и традиционного зубофрезерования стандартной червячной фрезой, что обеспечивает повышение эффективности производства зубчатых колес.

Description and ground of the combined application of new and traditional method of treatment of gear-wheels is resulted. The new or traditional methods of treatment are representing a disk milling cutter which continuously rotating of gear-wheel or worm milling cutter. A new method is utilized for draft treatment of gear-wheel. A traditional method is for eventual treatment of gears. Exactness and productivity are providing.

**Актуальність проблеми.** Процес зубонарізання модульними черв'ячними фрезами, як основний метод виготовлення циліндричних зубчастих коліс, належить до складних і витратних. Ця теза особливо справедлива для великомодульних коліс та твердих матеріалів заготовок, які виготовляють за 2-4 проходи. Для економії коштів на інструмент підприємства замість фрез, споряджених твердосплавними пластинами використовують фрези зі швидкорізальних сталей, які мають невисокі різальні властивості та обмежений період стійкості. Ефективність цього процесу можна підвищити з допомогою комбінованого способу формування зубців коліс.

**Зміст розробки та її технічні можливості.** На кафедрі технології машинобудування НУ "Львівська політехніка" вже протягом тривалого часу розробляють новий спосіб виготовлення зубчастих коліс, в основі якого – використання для формоутворення тонкої дискової (відрізної) багатозубчастої фрези. Нарізання зубців та формування робочих профілів відбувається в умовах обкочування, як і в черв'ячному зубофрезеруванні, на звичайному зубофрезерному верстаті, що випускається серійно. Особливість формоутворення – у зміщенні кінематичної та геометричної осей інструменту на верстаті (ексцентриситет), що, одночасно з обертанням фрези забезпечує кінематику формоутворення. Універсальність способу полягає в тому, що зміна величини ексцентриситету рівнозначна зміні модуля, тому однією фрезой можна нарізати колеса будь-якого модуля і кількості зубців. При додатковому нескладному дооснащенні верстата на ньому можна однією дисковою фрезой нарізати практично усі види і типи коліс: циліндричні, конічні, черв'ячні (у т.ч. глобо-