

# 4

***BAUER***

THE GEAR MOTOR SPECIALIST

Страницы

---

**Выбор мотор-редукторов**

**31-52**

Спецификация мотор-редукторов

Параметры приводов

Параметры двигателей

Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

Проектирование по коэффициенту полезного действия

Ударные нагрузки производственного оборудования

---

# Выбор мотор-редукторов

## Спецификация мотор-редукторов

Данные для запроса

Заказ

Bauer GmbH

№ заказа/запроса: \_\_\_\_\_

факс: + (495) 792 5763

Контактная информация: \_\_\_\_\_

Email: info@danfoss-bauer.de

Область применения \_\_\_\_\_

(например, привод ходовой части, подъемный привод, роликовый конвейер, шнековый транспортер и т. д.)

Тип редуктора



BG

BF

BK

BS

количество \_\_\_\_\_

Класс эффективности не IE  E2  E3

тип \_\_\_\_\_

мощность \_\_\_\_\_ kW

скорость вращения PV \_\_\_\_\_ 1/min

момент вращения \_\_\_\_\_ Нм

коэф. эксплуатации  $f_B =$  \_\_\_\_\_

монтаж / модель \_\_\_\_\_

положение клеммной коробки \_\_\_\_\_

RAL 7031 или другой цвет RAL \_\_\_\_\_

защита от коррозии \_\_\_\_\_

стандарт или \_\_\_\_\_

CORO1 / CORO2 / CORO3 \_\_\_\_\_

Сетевое напряжение \_\_\_\_\_ V

Режим работы \_\_\_\_\_

частота \_\_\_\_\_ Гц

термисторы  термостаты

температура окружающей среды \_\_\_\_\_ °C установочная высота (NN) [м] \_\_\_\_\_

условия окружающей среды/местоположение \_\_\_\_\_

передаточный элемент (прямая передача, цепь, шестерня, ремень и т. д.) \_\_\_\_\_

Радиальная нагрузка на выходном валу \_\_\_\_\_ Н на расстоянии x от буртика вала \_\_\_\_\_ мм

осевая нагрузка на выходном валу \_\_\_\_\_ Н

Работа с преобразователем частоты переменного тока

скорость от \_\_\_\_\_ 1/min до \_\_\_\_\_ 1/min угловая частота \_\_\_\_\_ Гц

встроенный преобразователь частоты  преобразователь частоты в распределительной коробке

исполнение редуктора

лапа со сквозными отверстиями

А-фланец со сквозными отверстиями D = \_\_\_\_\_ мм

С-фланец с резьбовыми отверстиями

моментный рычаг с резиновыми амортизаторами слева/внизу/вверху \_\_\_\_\_

лапа с резьбовыми отверстиями слева/справа/слева и справа/снизу/сверху \_\_\_\_\_

рабочий вал

цельный вал спереди/сзади/спереди и сзади \_\_\_\_\_

полый вал с пазом под призматическую шпонку

полый вал для стяжной муфты

навесное оборудование двигателя

тормозом

тип \_\_\_\_\_ тормозной момент = \_\_\_\_\_ Нм

питающее напряжение = \_\_\_\_\_ В переменного тока \_\_\_\_\_ Гц или \_\_\_\_\_ В постоянного тока

ручное отпущание да  нет

датчик состояния да  нет

энкодер

инкрементальный

абсолютный

количество импульсов \_\_\_\_\_

выходной сигнал HTL  TTL

ручной отпуск

стопор обратного хода выходного вала в направлении вращения (по часовой стрелке/против часовой стрелки) \_\_\_\_\_

специсполнения \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

4

### Параметры приводов

Процесс изготовления товаров и продукции не обходится без движения в производственном оборудовании при подаче и перемещении сырья и изделий. Для реализации этих перемещений в стационарных производственных установках используются мотор-редукторы. Конструктивные параметры приводов должны оптимально соответствовать каждому процессу перемещения.

Эти процессы могут сильно отличаться в машинах и установках. Опытный конструктор сокращает необходимые движения до минимального набора стандартных решений:

- непрерывные линейные движения;
- реверсивные линейные движения;
- линейные движения по горизонтали;
- вертикальные и наклонные линейные движения при поднятии или опускании грузов;
- непрерывные вращательные и реверсивные вращательные движения.

Любой процесс движения делится на:

- фазу ускорения;
- фазу движения с постоянной скоростью;
- фазу торможения.

При расчете параметров привода все отрезки движения следует рассматривать отдельно, чтобы определить, на какой из них приходятся максимальные нагрузки. По максимальной нагрузке производится выбор системы привода.

Наше специальное издание «Руководство по проектированию» предназначено для оказания помощи в различных областях применения.

### Данные, необходимые для определения параметров привода

Дополнительно к данным, приведенным на странице 35 («Спецификация мотор-редукторов») для определения параметров привода требуются следующие данные:

Обозначение	Описание	Единица измерения
Z	частота пусков	[раз/ч]
$t_d$	время работы в день	[ч]
$t_a$	время задержки	[с]
$n_2$	частота вращения выходного вала	[об/мин]
n	номинальное количество оборотов вала ротора	[об/мин]
J	момент инерции массы	[кгм <sup>2</sup> ]
$J_{ext}$	внешний момент инерции массы	[кгм <sup>2</sup> ]
$J_{ext}$	внешний момент инерции массы относительно вала ротора двигателя	[кгм <sup>2</sup> ]
$J_{rot}$	момент инерции массы ротора	[кгм <sup>2</sup> ]
F	нагрузка	[Н]
m	масса	[кг]
v	скорость	[м/с]
a	ускорение	[м/с <sup>2</sup> ]
g	ускорение силы тяжести	[м/с <sup>2</sup> ]
$P_{dyn}$	динамическая мощность	[кВт]
$P_s$	статическая мощность	[кВт]
P	мощность	[кВт]
$M_2$	момент вращения выходного вала	[Нм]
$M_{zerf}$	необходимый момент вращения привода	[Нм]
$M_N$	номинальный момент вращения на валу ротора	[Нм]
$M_a$	тормозящий момент	[Нм]
$M_L$	замедляющий или движущий момент нагрузки	[Нм]
$M_{gr}$	удельный максимальный момент вращения редуктора с передаточным числом i	[Нм]
$M_{Br}$	номинальный момент тормоза	[Нм]
i	передаточное число редуктора	
FI	коэффициент инерции	

### Процесс определения параметров привода

#### Параметры двигателя

#### Определение мощности двигателя

Необходимую мощность в целом можно рассчитать следующим образом:

$$P = \frac{F \times v}{\eta}$$

Как описано выше, процессы движения делятся на фазу ускорения (динамическая мощность), фазу с постоянной скоростью (статическая мощность) и фазу торможения. В зависимости от процесса движения, сила  $F$ , которая должна преодолеть все виды сопротивления трансмиссии, такие как трение качения, сила трения, подъемная сила, ускорение, и т. д., очень сильно влияет на мощность и, в зависимости от конкретного применения, должна определяться в явном виде.

С рекомендациями для правильного расчета мощности двигателя можно ознакомиться в главе 15.

#### Расчет необходимого крутящего момента

После определения мощности двигателя можно перейти к расчету необходимого крутящего момента выходного вала редуктора.

$$M_2 = \frac{P \times 9550}{n_2}$$

#### Расчет передаточного числа редуктора

Передаточное отношение редуктора является отношением номинальной скорости вращения двигателя (см. главу 15, таблица параметров двигателя) к желаемой частоте вращения выходного вала мотор-редуктора.

$$i = \frac{n}{n_2}$$

#### Определение размеров редуктора

#### Расчет коэффициента инерции

Коэффициент инерции  $FI$  является отношением всех пересчитанных на скорость двигателя и приводимых им в действие масс, включая момент инерции ротора двигателя, к моменту инерции ротора двигателя, то есть:

$$FI = \frac{J_{ext} + J_{rot}}{J_{rot}} \quad \text{причем} \quad J_{ext} = \frac{J_{ext}}{i^2}$$

### Определение класса ударной нагрузки Определение минимального коэффициента эксплуатации $f_{Bmin}$

Ударная нагрузка (см. главы 6/7/8/9) рассчитывается исходя из коэффициента FI, передаточного элемента и относительного ударного момента.

Исходя из рабочего времени за один день, частоты пусков и установленной ударной нагрузки, можно из таблиц в главах 6/7/8/9 получить коэффициент эксплуатации  $f_{Bmin}$ . Теперь на основе этого минимального коэффициента эксплуатации  $f_{Bmin}$  по таблицам выбора подбирается мотор-редуктор, который обладает более высоким коэффициентом эксплуатации при требуемой частоте вращения выходного вала, крутящем моменте выходного вала и мощности двигателя.

**Важно!** Коэффициент эксплуатации относится только к статически необходимому крутящему моменту для данного применения, который должен перекрываться крутящим моментом выходного вала выбранного мотор-редуктора. Динамическая составляющая при этом не учитывается.

Реальный коэффициент эксплуатации мотор-редуктора по отношению к статически необходимому крутящему моменту можно рассчитать следующим образом:

$$f_B = \frac{M_{gr}}{M_{2erf}}$$

В качестве последнего шага необходимо определить дополнительные элементы конструкции мотор-редуктора.

### Расчет тормоза

В основном, функциональность использования тормозов зависит от сил трения, возникающих при срабатывании стопорного или рабочего тормоза. Определение стопорного или рабочего тормоза дано в главе 16.

Как только станут известны все параметры и требования, необходимый тормозной момент можно рассчитать следующим образом:

$$M_{br} = M_a \pm M_L$$

$$M_a = \frac{J \times n}{9,55 \times t_a}$$

Если нет конкретной информации по применению, мы рекомендуем выбрать тормозной момент для установок с горизонтальным приводом с 1–1,5-кратным номинальным моментом двигателя.

При использовании моментов инерции внешних масс (FI более 2) и с известной частотой пусков в час, размер тормоза в обязательном порядке должен быть определен по термически допустимой работе переключений. Подробные характеристики тормоза см. в главе 16.

Для подъемных механизмов по соображениям техники безопасности всегда следует выбирать двойной номинальный момент двигателя в качестве тормозного момента.

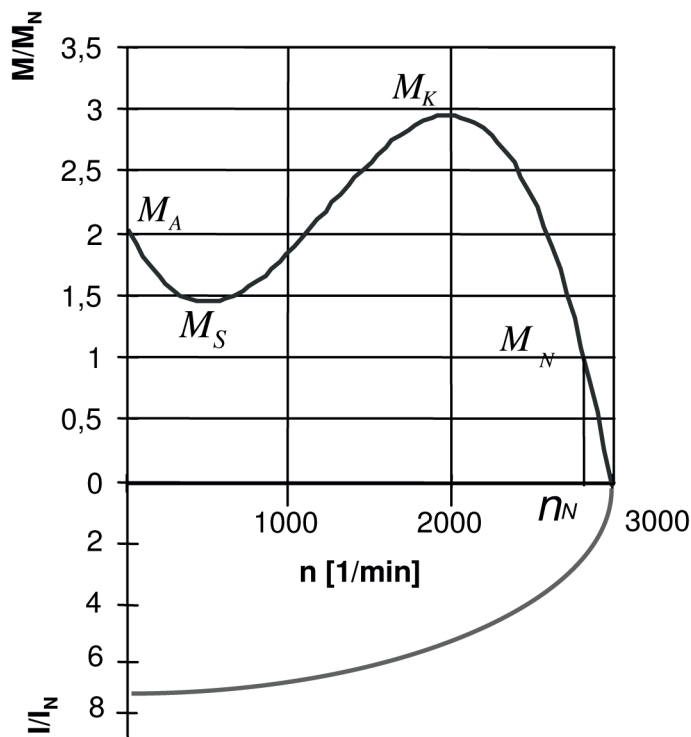
# Выбор мотор-редукторов

## Параметры двигателей

### Механическая характеристика

Параметрическая кривая «Число оборотов — крутящие моменты» описывает принцип действия асинхронной машины. Схематически представленные на диаграмме угловые точки крутящих моментов являются важными критериями для параметров двигателей.

### Механическая характеристика



С помощью **начального пускового момента  $M_A$** , называемого также пусковым моментом, в состоянии покоя регулируется желаемое ускорение установки. При питании от сети следует учитывать, что указанные в характеристиках двигателя пусковые моменты, в большинстве случаев в виде отношения  $M_A/M_N$ , являются постоянными параметрами и не подвержены влиянию. Это означает, что при работе от сети желаемое ускорение можно настроить только приближенно. Режим работы через частотный преобразователь будет рассмотрен отдельно.

**Генераторный момент  $M_S$** , известный также как тяговый момент, является минимальным крутящим моментом, проявляющимся во время разгона. Но в любом случае он должен быть больше действующего в данное время момента нагрузки, иначе привод не сможет разогнаться.

**Опрокидывающий момент  $M_K$**  является максимальным крутящим моментом, который может развить двигатель. При увеличении нагрузки выше номинального момента  $M_N$  пробуксовка  $s$  продолжает расти, скорость вращения  $n$  уменьшается и двигатель развивает больший момент вращения. Его можно увеличить до максимального значения  $M_K$ . Затем двигатель «опрокидывается». Это означает, что его скорость вращения при данном значении пробуксовки (критическое скольжение) неожиданно падает. Когда пройден момент опрокидывания, нужно сразу снять нагрузку или отключить двигатель. В противном случае двигатель разрушается из-за стремительного нагрева.

**Номинальный момент вращения  $M_N$**  — это постоянно присутствующий при длительной эксплуатации момент вращения при номинальной мощности  $P_N$  и номинальном числе оборотов  $n_N$ .

### Динамическая мощность

Динамическая мощность является силой, которая дает ускорение всей системе (нагрузка, передаточные элементы, редуктор и двигатель).

$$P_{\text{dyn}} = \frac{m \times a \times v}{\eta}$$

- $P_{\text{dyn}}$  Динамическая мощность [Вт]
- $m$  Масса [кг]
- $a$  Ускорение [м/с<sup>2</sup>]
- $v$  Скорость [м/с]
- $\eta$  Коэффициент полезного действия

### Статическая мощность

Статическая мощность учитывает все силы, проявляющиеся в неускоренном состоянии. К ним относятся среди прочего трение качения, силы трения, подъемная сила на уклоне и энергия ветра.

$$P_s = \frac{F_f \times v}{\eta}$$

- $P_s$  Статическая мощность [Вт]
- $F_f$  Соппротивление движению [Н]

### Общая мощность $P_G$

$$P_G = P_{\text{dyn}} + P_s$$

$$P_G = \frac{m \times a \times v}{\eta} + \frac{F_f \times v}{\eta}$$

Горизонтальное движение, вращательное движение и вертикальное движение вверх	
Время разгона [с]	$t_A = \frac{\left[ J_M + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} \right] \times \eta_M}{9,55 \times \left[ M_A - \frac{M_L}{\eta} \right]}$
Частота пусков [раз/ч]	$Z = Z_0 \times \frac{1 - \left[ \frac{M_L}{M_A \times \eta} \right]}{\left[ \frac{J_s + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} + J_M}{J_M} \right]} \times K_L$
Вертикальное движение вниз	
Время разгона [с]	$t_A = \frac{\left[ J_M + \frac{J_{\text{ext}}}{\eta} \right] \times \eta_M}{9,55 \times \left[ M_A - (M_L \times \eta) \right]}$
Частота пусков [раз/ч]	$Z = Z_0 \times \frac{1 - \left[ \frac{M_L \times \eta}{M_A} \right]}{\left[ \frac{J_s + J_M + (J_{\text{ext}} \times \eta)}{J_M} \right]} \times K_L$

# Выбор мотор-редукторов

## Параметры двигателей

### Выбор двигателя

Пример:

Необходимый динамический момент на двигателе (ускорение): 126 Нм

Необходимый статический момент на двигателе: 70,0 Нм

Общий момент на двигателе: 196 Нм

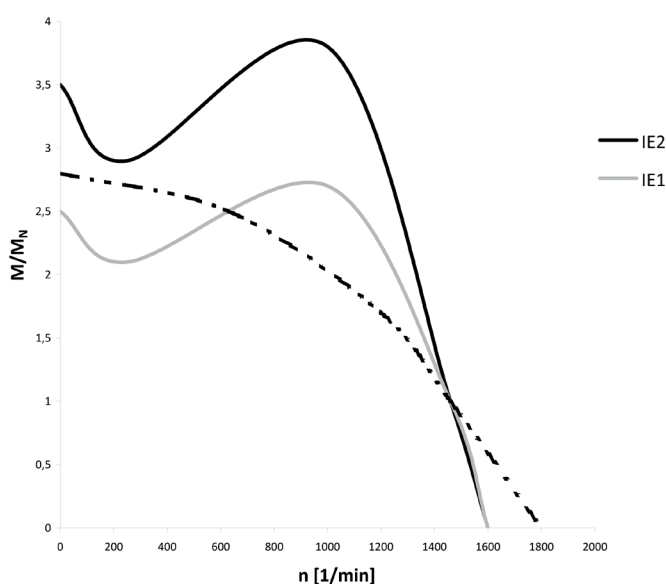
4

$P_N$ [кВт]	Тип	$n_N$ [об/мин]	$M_N$ [Нм]	$I_N$ 400 В [А]	$\cos\varphi$	$\eta$ (нагрузка 100%) [%]	$\eta$ (нагрузка 75%) [%]	$\eta$ (нагрузка 50%) [%]	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$	$M_S/M_N$	$M_K/M_N$	$J_{rot}$ [кгм <sup>2</sup> ]
7,5	DHE13LA4	1460	49	15,1	0,81	88,9	89,2	87,9	7,0	3,3	3,0	3,5	0,0345
9,5	DHE16MA4	1470	62	19,7	0,78	89,4	89,4	86,5	6,8	2,9	2,5	3,2	0,057
11	DHE16LA4	1470	71	22,5	0,78	90,3	90,0	88,3	7,9	3,5	2,9	3,8	0,076
15	DHE16XA4	1470	97	31	0,77	90,6	90,8	88,8	7,2	3,2	2,8	3,5	0,087
18,5	DHE18LA4	1470	120	35	0,83	91,5	91,7	90,0	7,9	3,6	3,0	3,3	0,160

$P_N$ [кВт]	Тип	$n_N$ [об/мин]	$M_N$ [Нм]	$I_N$ 400 В [А]	$\cos\varphi$	$\eta$ (нагрузка 100%) [%]	$\eta$ (нагрузка 75%) [%]	$\eta$ (нагрузка 50%) [%]	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$	$M_S/M_N$	$M_K/M_N$	$J_{rot}$ [кгм <sup>2</sup> ]
7,5	DSE13MA4	1440	50	15,3	0,81	87,5	87,8	87,1	6,2	2,8	2,5	3,2	0,02900
9,5	DSE13LA4	1440	63	19,2	0,82	87,1	87,5	87,5	6,0	2,9	2,6	3,0	0,03450
11	DSE16MA4	1460	72	22,6	0,81	87,7	88,0	87,3	6,0	2,5	2,1	2,7	0,05700
15	DSE16LA4	1460	98	29,5	0,83	88,9	89,2	88,9	6,1	2,5	2,1	2,8	0,07600
18,5	DSE16XA4	1460	121	37,5	0,81	89,3	89,9	88,5	6,1	2,6	2,2	2,8	0,08700

В связи с существенно большим начальным пусковым моментом ( $M_A$ ) двигателей IE2 ( $M_A/M_N$  3,5) по сравнению с двигателями IE1 ( $M_A/M_N$  2,5) для этого примера можно использовать привод мощностью 11 кВт IE2 (DHE16LA4). В противном случае следует выбрать двигатель 15 кВт IE1 (DSE16LA).

Выбранный  
двигатель 11,0 кВт  
IE2: DHE16LA4





### Частота холостых пусков $Z_0$

Если частота пусков превышает нормальный уровень (ориентировочное значение около 60 пусков в час), то при проектировании привода следует учитывать дополнительную тепловую и, в зависимости от типа передачи, механическую нагрузку. Частота пусков на холостом ходу  $Z_0$ — это количество пусков двигателя в час на холостом ходу без посторонних моментов инерции, при котором достигается допустимая температура обмотки для класса изоляции F.

Частота пусков на холостом ходу  $Z_0$ :

$P_N$ [кВт]	Тип	$Z_0$ [с/ч]
0,37	DHE08MA4	27000
0,55	DHE08LA4	19000
0,75	DHE08XA4	15000
1,1	DHE09LA4	11000
1,5	DHE09XA4	8700
2,2	DHE09XA4C	6400
3	DHE11MA4	5000
4	DHE11LA4	4000
5,5	DHE11LA4C	3100
7,5	DHE13LA4	2400
9,5	DHE16MA4	2000
11	DHE16LA4	1800
15	DHE16XA4	1400
18,5	DHE18LA4	1200
22	DHE18XA4	1000
30	DHENF20LG4	790
37	DHENF22SG4	670
45	DHENF22MG4	570
55	DHENF25MG4	490
75	DHENF28MG4	380

Частота включений на холостом ходу снижается внешними нагрузками на допустимую рабочую частоту пусков. Влияние нагрузки объясняется коэффициентом инерции  $FI$  и коэффициентом нагрузки  $K_L$ .

### Коэффициент нагрузки $K_L$

Коэффициент нагрузки учитывает относительную нагрузку  $P/P_N$  и относительную продолжительность работы двигателя  $ED$  между двумя переключениями. Допустимая частота пусков находится в квадратичной зависимости от относительной нагрузки. Влияние относительной продолжительности включения различно: на холостом ходу или при низкой нагрузке из-за продолжительного охлаждения  $ED$  дает разгрузочный эффект. При номинальной или высокой загрузке  $ED$  создает нагрузку из-за потери мощности.

Коэффициент нагрузки  $K_L$  для 4-полюсных двигателей рассчитывается следующим образом:

$$K_{L100} = 1 - \left( \frac{P}{P_n} \right)^{1,5}$$

$$K_L = 0,35 + (K_{L100} - 0,25) \times ED$$

# Выбор мотор-редукторов

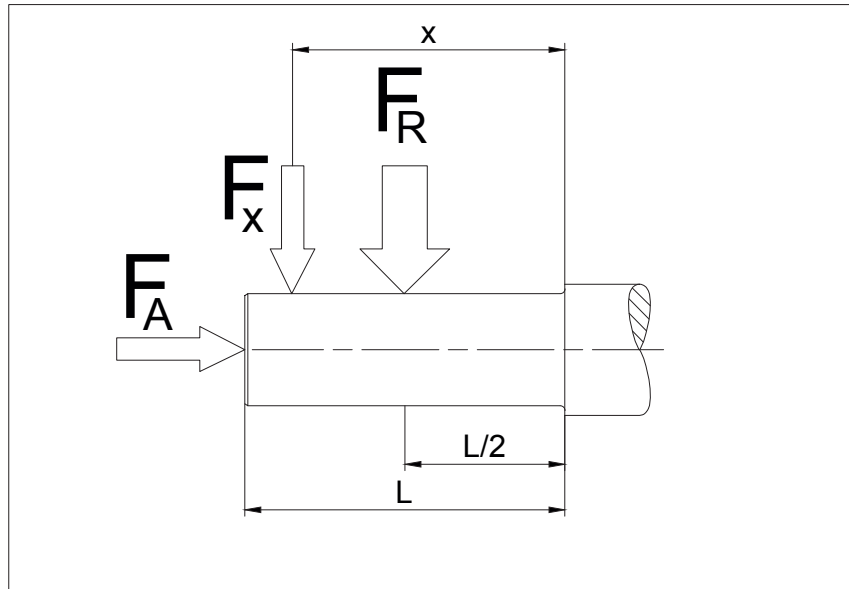
## Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

### Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

В таблицах выбора для каждого мотор-редуктора с цельным валом приведены допустимые значения радиальных нагрузок  $F_{R(N,V)}$  относительно середины выходного вала  $x = l/2$ . Указанные значения действительны как для двигателей на лапах, так и для моделей с фланцами. Если точка приложения силы  $F_x$  находится не в центре, необходимо заново рассчитать допустимую радиальную нагрузку с учетом срока службы подшипников и прочности вала.

### Максимально допустимая радиальная нагрузка в точке приложения силы X

4



- $F_{R(N,V)}$  допустимая радиальная нагрузка ( $x = l/2$ ) в соответствии с таблицами выбора (Н)  
 $X$  Расстояние от буртика вала до точки приложения силы (мм)  
 $F_A$  Осевая нагрузка (Н)

Для оценки радиальной нагрузки, возникающей в точке приложения силы  $X$ , необходимо определить допустимые радиальные нагрузки в точке  $X$  для максимальной нагрузки подшипников и для прочности вала.

Если расчетные допустимые радиальные нагрузки в точке приложения силы  $X$  больше возникающей радиальной нагрузки, то привод можно использовать для данной цели. Если расчетные значения недостаточны или точка приложения силы  $X$  находится за пределами длины вала отбора мощности  $l$ , следует обратиться к нам за консультацией.

### Предельная нагрузка подшипников

$$F_{xL1} = F_q \times \frac{0,5 + b}{\left[ \frac{X}{l} + b \right]}$$

$$F_{xL2} = F_q \times \frac{0,5 + a}{\left[ \frac{X}{l} + a \right]}$$

# Выбор мотор-редукторов

## Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

### Прочность вала

$$F_{xw1} = F_{qmax} \times \frac{0,5}{\left(\frac{X}{I}\right)}$$

$$F_{xw2} = F_{qmax} \times \frac{0,5 + c}{\left(\frac{X}{I} + c\right)}$$

$F_q$  является допустимой поперечной силой  $F_{RN}$  для выбранного передаточного числа и типа крепления (обычное/усиленное крепление), или  $F_{RV}$  из таблиц выбора мотор-редукторов.

$F_{qmax}$  является максимальной поперечной силой для выбранного размера привода по таблицам выбора мотор-редукторов, независимо от типа крепления (обычное/усиленное крепление).

Коэффициенты a, b и c представлены для каждого типа привода в последующих таблицах.

### Цилиндрический мотор-редуктор серии BG

Типоразмер	Крепление	Цельный вал Код	I	a	b	c
BG04	обычное	-.1	24	0,5625	1,5	-
BG05	обычное	-.1	28	0,5893	1,3929	-
BG06	обычное	-.1	30	0,6667	1,4167	-
BG10	обычное	-.1	40	0,7125	1,6750	-
		-.7		1,1000	2,0625	-
BG20	обычное	-.1	50	0,6100	2,2500	-
		-.7		0,9400	2,5800	-
BG30	обычное	-.1	60	0,5917	2,1750	-
		-.7		0,9417	2,5250	-
BG40	обычное	-.1	60	0,6917	2,3667	-
		-.7		1,0083	2,6833	-
BG50	обычное	-.1	80	0,5625	2,0000	-
		-.7		0,8563	2,2938	-
BG60	обычное	-.1	100	0,5300	2,0200	-
		-.7		0,7650	2,2550	-
BG70	обычное	-.1	120	0,4750	1,7292	-
		-.7		0,7292	1,9833	-
BG80	обычное	-.1	140	0,4286	1,7000	-
		-.7		0,6000	1,8714	-
BG90	обычное	-.1	200	0,3675	1,5300	-
		-.7		0,5825	1,7450	-
BG100	обычное	-.1	220	0,3477	1,4341	-
		-.7		0,5386	1,625	-

# Выбор мотор-редукторов

## Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

Редуктор с плоским  
зубчатым приводом

4

Типоразмер	Крепление	Вал отбора ощности Код	l	a	b	c
BF06	обычное	-.1	50	0,4500	1,4100	-
BF10	обычное	-.1	60	0,5083	1,4833	-
		-.2		0,6500	1,6250	-
BF20	обычное	-.1	70	0,4286	1,3571	-
		-.2		0,5571	1,4857	-
BF30	обычное	-.1	80	0,3875	1,2563	-
		-.2		0,5688	1,4375	-
BF40	обычное	-.1	100	0,4050	1,2250	-
		-.2		0,5250	1,3450	-
BF50	обычное	-.1	120	0,3125	1,0625	-
		-.2		0,3959	1,1458	-
BF60	обычное	-.1	140	0,3286	1,0821	-
		-.2		0,4036	1,1571	-
	усиленное	-.1		-	-	0,2750
		-.2		-	-	0,3643
BF70	обычное	-.1	180	0,2722	1,0566	-
		-.2		0,3056	1,0889	-
	усиленное	-.1		-	-	0,2194
		-.2		-	-	0,2639
BF80	обычное	-.1	220	0,2878	1,3536	-
		-.2		0,2873	1,3518	-
	усиленное	-.1	-	-	0,2364	
		-.2	-	-	0,2268	

Конический мотор-редуктор  
серии ВК

Типоразмер	Крепление	Цельный вал Код	l	a	b	c
BK06	обычное	-1	40	0,4375	1,9875	-
		-2		0,4375	1,9875	-
		-7		0,9125	2,4625	-
		-8		0,9125	2,4625	-
BK10	обычное	-1	60	0,5917	2,2417	-
		-2		0,5917	2,2417	-
BK20	обычное	-1	70	0,5071	2,2357	-
		-2		0,5071	2,2357	-
	усиленное	-1		-	-	0,3929
		-2		-	-	0,3929
BK30	обычное	-1	80	0,5250	2,2750	-
		-2		0,5250	2,2750	-
	усиленное	-1		-	-	0,4125
		-2		-	-	0,4125
BK40	обычное	-1	100	0,4300	2,1700	-
		-2		0,4300	2,1700	-
	усиленное	-1		-	-	0,3400
		-2		-	-	0,3400
BK50	обычное	-1	120	0,4083	1,9417	-
		-2		0,4083	1,417	-
	усиленное	-1		-	-	0,3250
		-2		-	-	0,3250
BK60	обычное	-1	140	0,3536	1,8036	-
		-2		0,3536	1,0836	-
	усиленное	-1		-	-	0,3121
		-2		-	-	0,2979
BK70	обычное	-1	180	0,2861	1,6694	-
		-2		0,2861	1,6694	-
	усиленное	-1		-	-	0,2428
		-2		-	-	0,2317
BK80	обычное	-1	220	0,2818	1,5545	-
		-2		0,2818	1,5545	-
	усиленное	-1		-	-	0,2305
		-2		-	-	0,2214
BK90	обычное	-1		0,2519	1,6096	-
		-2		0,2519	1,6096	-
	усиленное	-1		-	-	0,1989
		-2		-	-	0,1912

# Выбор мотор-редукторов

## Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

Червячный мотор-редуктор серии BS

Типоразмер	Крепление	Цельный вал Код	l	a	b	c
BS02	обычное	-1	30	0,6	2,1	-
		-2		-	-	-
		-7		1,3333	2,8333	-
		-8		-	-	-
BS03	обычное	-1	40	0,4375	1,9875	-
		-2		-	-	-
		-7		0,9125	2,4625	-
		-8		-	-	-
BS04	обычное	-1	40	0,5375	1,7875	-
		-2		-	-	-
BS06	обычное	-1	50	0,4800	1,9400	-
		-2		-	-	-
BS10	обычное	-1	60	0,5917	2,3083	-
		-2		-	-	-
BS20	обычное	-1	70	0,5500	2,4357	-
		-2		-	-	-
BS30	обычное	-1	80	0,5312	2,4313	-
		-2		-	-	-
BS40	обычное	-1	120	0,4292	1,7042	-
		-2		-	-	-

4

### Передаточные элементы

При использовании передаточных элементов (шестерни, звездочки, клиновые ремни и т. д.) можно рассчитать возникающие радиальные нагрузки следующим образом.

$$F_R = \frac{2000 \times M}{D_T} \times f_z \leq F_{R(N,V)}$$

$F_R$  Радиальная нагрузка [Н]  
 $M$  Момент вращения [Нм]  
 $D_T$  Делительная окружность передаточного элемента [мм]  
 $f_z$  Добавочный коэффициент

При определении возникающей радиальной нагрузки  $F_R$  необходимо предусмотреть добавочный коэффициент  $f_z$ , который зависит от типа передаточного элемента, установленного на выходном валу.

# Выбор мотор-редукторов

## Радиальные и осевые нагрузки на выходном валу

**Коэффициент  $f_z$  для типа передаточного элемента**

Передаточный элемент	Добавочный коэффициент $f_z$	Примечания
Шестерни		= > 17 зубьев
Шестерни		< 17 зубьев
Звездочки		= > 17 зубьев
Звездочки		< 17 зубьев
Зубчатая рейка		< 17 зубьев (малая шестерня)
Клиновый ремень	2.....2,5	из-за силы предварительного натяжения
Плоский ремень	2...3	из-за силы предварительного натяжения
Фрикционный диск	3...4	

**Осевая нагрузка**

Для максимальных осевых нагрузок  $F_A$  на выходном валу (растягивающее усилие или давление) мотор-редукторов Bauer с лапой, фланцем или полым валом действительны следующие параметры:

$$F_A = 0,5 \times F_{R(N,V)}$$

При больших осевых нагрузках необходимо согласование с изготовителем.

### Проектирование привода по коэффициенту полезного действия

С введением стандарта IEC 60034-30 и Директивы ЕС ErP 2009/125/EC в усиленном режиме форсируется использование энергосберегающих ресурсов в промышленности, теперь в юридически обязательном порядке.

В области промышленного применения электродвигатели являются сегодня крупнейшими потребителями электроэнергии (около 70%). Они используются во всех областях для решения различных задач, например в вентиляторах, насосах, мельницах, прокатных станах, подъемных механизмах, транспортных средствах, транспортировочных устройствах, бытовой и офисной технике.

В связи с такой широкой областью применения системы с электроприводом являются одним из главных объектов политики энергосбережения. Поскольку электрические машины являются крупными потребителями электроэнергии, даже небольшое повышение эффективности даст большую экономию.

Во многих областях — прежде всего в подъемно-транспортном оборудовании — требуется снижение числа оборотов асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором типа «беличьей клетки». Это можно сделать с помощью внешних механизмов передачи тягового усилия или внешних/интегрированных механизмов для изменения передаточного числа. В области экономии энергии нельзя пренебрегать эффективностью таких приводов и передаточных средств.

Коэффициент полезного действия системы рассчитывается следующим образом:

$$\eta_{\text{System}} = \eta_{\text{Motor}} \times \eta_{\text{Getriebe}} \times \eta_{\text{Anlage}}$$

### Сберегающие потенциалы двигателя: $\eta_{\text{Motor}}$

Юридически обязательная Директива ЕС ErP 2009/125/EC, в соответствии со списком типов двигателей в Постановлении о двигателях 640/2009/EC, устанавливает с 16 июня 2011 года для новых двигателей минимальный коэффициент полезного действия IE2 (высокая эффективность) для непрерывной эксплуатации S1.

Выбор правильного размера и типа двигателя целесообразно производить, исходя из новых требований к двигателям серии IE2 с точки зрения экологичности и экономичности.

### Экологический аспект

В энергетической эксплуатации двигателей особое значение должно уделяться коэффициенту загрузки.

Зачастую ошибочно считают, что можно улучшить энергетический баланс, заменив наполовину загруженный мотор меньшей, полностью загруженной моделью. Двигатели, работающие при неполной нагрузке, выделяют меньше тепла и, благодаря этому, обладают более высоким коэффициентом полезного действия.

В следующей таблице сравниваются технические параметры двигателей 2,2 кВт с медным и алюминиевым короткозамкнутым роторами и двигателя 1,1 кВт с алюминиевым короткозамкнутым ротором.

$P_N$ [кВт]	Тип	$n_N$ [об/мин]	$M_N$ [Нм]	$I_N$ 400 В [А]	$\cos\phi$	$\eta$ (нагрузка 100%) [%]	$\eta$ (нагрузка 75%) [%]	$\eta$ (нагрузка 50%) [%]	$I_A/I_N$	$M_A/M_N$	$M_S/M_N$	$M_K/M_N$	$J_{\text{rot}}$ [кгм <sup>2</sup> ]
1,1	DHE09LA4	1440	7,3	2,5	0,75	82,7	82,3	79,8	5,9	2,9	2,7	3,4	0,0032
2,2	DHE09XA4C	1440	14,5	4,75	0,79	84,5	85,0	83,5	5,2	1,8	1,7	2,7	0,0053
2,2	DHE11SA4	1440	14,5	4,6	0,80	86,2	86,0	84,7	7,0	3,1	2,8	3,6	0,0081

Даже при нагрузке в 50% оба двигателя 2,2 кВт обладают большим коэффициентом полезного действия, чем полностью загруженный (нагрузка 100%) двигатель 1,1 кВт. Благодаря большим тепловым резервам двигателей IE2 при проектировании можно отказаться от дополнительного запаса прочности.

При очень высокой пусковой частоте следует все же учитывать более высокий начальный пусковой момент двигателей IE2

и связанные с ним более высокие ударные нагрузки редуктора.

За дальнейшими указаниями обратитесь к руководству EP34...



### математический расчет КПД при частичной нагрузке

В таблицах параметров двигателей указывается коэффициент полезного действия двигателя в соответствии с Предписанием по двигателям 640/2009/ЕС для различной степени загрузки: 50%, 75% и 100%.

По значениям КПД при нагрузке 100% и 75% можно, как показано ниже, приблизительно рассчитать каждую точку частичной нагрузки и оценить энергетический баланс в каждом конкретном случае.

$$R_{VL} = \frac{\left[ \frac{100}{\eta_{100}} - 1 \right] - 0,75 \times \left[ \frac{100}{\eta_{75}} - 1 \right]}{0,4375}$$

$$R_{VO} = \left[ \frac{100}{\eta_{100}} - 1 \right] - R_{VL}$$

$$\eta_p = \frac{100}{\left[ 1 + \frac{R_{VO}}{p} \right] + R_{VL} \times p}$$

где

$\eta_{100}$	КПД при нагрузке 100%
$\eta_{75}$	КПД при нагрузке 75%
$R_{VL}, R_{VO}$	промежуточные результаты
$p$	Частичная нагрузка, значения от 0 до 1 .. перегрузка
$\eta_p$	КПД в точке частичной нагрузки $p$

### Экономический аспект

Как описано выше, экономический аспект не предусматривает слишком большого запаса прочности. Экономия энергии за счет электродвигателей очень легко воплотить в жизнь, как того требует Директива ErP 2009/125/ЕС. Однако у всего есть своя цена. Двигатели, работающие от сети в режиме S1, при их переводе с уровня эффективности IE1 на IE2 с 16 июня 2011 года потребуют от пользователей дополнительных расходов, связанных с мощностью этих изделий.

Выбор приводов должен в основном производиться по времени амортизации, в зависимости от предполагаемого срока эксплуатации.

Непрерывная эксплуатация двигателя 2,2 кВт при частичной нагрузке 50% (см. выше) с экономической точки зрения не имеет смысла. В этом случае придется заплатить больше: с одной стороны, за переход на следующий типоразмер или пакет услуг и, с другой стороны, за материальные затраты на производство двигателей IE2. Таким образом, время амортизации используемого двигателя продлится дольше срока службы оборудования.

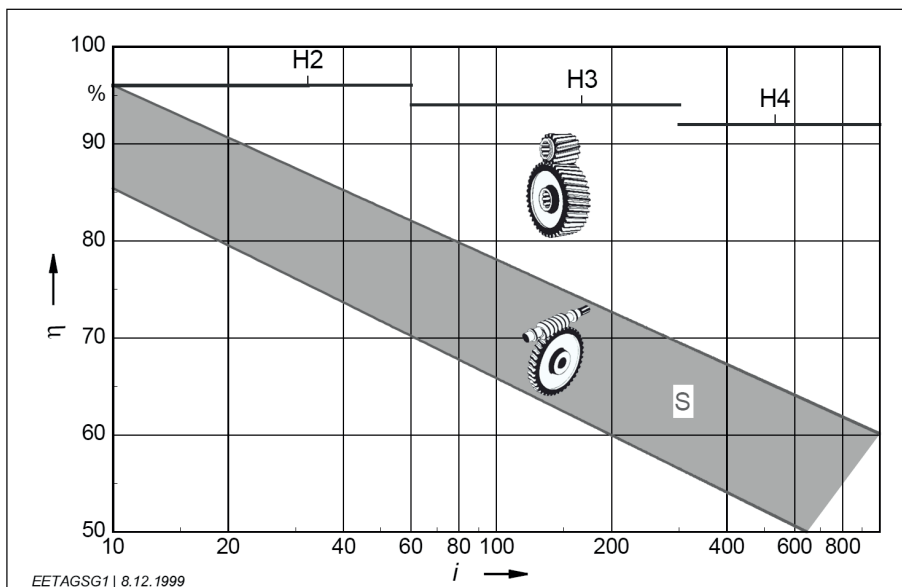
Наиболее эффективный выбор двигателя с экономической точки зрения должен производиться по следующим критериям.

- Режим работы  
Оценка использования, так как в большинстве случаев работа не ведется в режиме S1.
- Срок службы  
Чем длиннее срок службы, тем короче время амортизации.
- Загрузка двигателя  
Использование двигателя от частичной загрузки 75%.
- Дополнительные финансовые затраты  
Создание запаса прочности увеличивает хозяйственные затраты.
- Срок амортизации

### КПД редуктора $\eta_{\text{Getriebe}}$

Сравнение общего потенциала экономии в режиме непрерывной работы S1 редукторов и двигателей показывает, что потенциал экономии редукторов значительно выше, чем у двигателей. Коэффициент полезного действия редукторов зависит, главным образом, от геометрии зубчатых зацеплений и коэффициентов трения подшипников и уплотнений. При высокой частоте вращения на входе и вертикальной конструкции, когда первая ступень передачи полностью вращается в масле, нельзя пренебречь потерями от сопротивления масляной ванны. Вообще, следовало бы избегать вертикальных конструкций.

У червячных передач КПД очень зависит от скорости вращения (см. график). Червячные редукторы Bauer, начиная с типоразмера BS04, предлагаются с цилиндрическим косозубым колесом. Это позволяет получить очень высокие передаточные отношения и более высокую эффективность, чем у червячных передач в чистом виде. Для редукторов с цилиндрической зубчатой передачей можно принять размер потерь 2% на каждую ступень.



Ориентировочные значения коэффициента полезного действия ( $\eta$ ) для передачи с цилиндрическим косозубым колесом (H) с 2, 3 или 4 передачами по сравнению с червячной передачей (S) зависят от передаточного числа ( $i$ ), соотнесенного с номинальной мощностью редуктора.

КПД установки  $\eta_{Anlage}$

При рассмотрении общей эффективности потенциал экономии в системе привода является самым высоким. Конструкторы и инженеры всегда должны стремиться к оптимизации передаточных элементов.

Передаточный элемент	Условия	КПД
Тросы	полный обхват шкива (на опоре скольжения или качения)	0,91-0,95
Клиновые ремни	полный обхват клиноременного шкива (нормальное натяжение ремня)	0,88-0,93
Полимерные ремни	полный обхват/ролики на опоре качения (нормальное натяжение ремня)	0,81-0,85
Резиновые ремни	полный обхват/ролики на опоре качения (нормальное натяжение ремня)	0,81-0,85
Зубчатые ремни	полный обхват/ролики на опоре качения (нормальное натяжение ремня)	0,90-0,96
Цепи	полный обхват/шестерни на опорах качения (зависит от размера цепи)	0,90-0,96
Шпиндели	трапецевидная винтовая ось	0,30 – 0,70
	шариковый винт	0,70 – 0,95
Редуктор	2% для каждой ступени цилиндрической и конической передачи, для червячной и других типов зубчатого зацепления — по данным изготовителя	0,94-0,98

# Выбор мотор-редукторов

## Ударные нагрузки производственного оборудования

В стандартах и директивах, в отраслевой документации и документах отдельных производителей оборудованию присваивается класс ударной нагрузки. Если, например, дробилке или прессу присвоен класс ударной нагрузки III, то это оправдано. С другой стороны, ленточный конвейер, отнесенный при благоприятных условиях к классу ударной нагрузки I, при повторно-кратковременном режиме работы, высокой скорости и изменении передаточного отношения из-за провисшей цепи может быстро перейти в класс ударной нагрузки III.

Поэтому не нужно безоговорочно принимать классификацию следующей таблицы. Она служит для примерной ориентации. При окончательном назначении класса ударной нагрузки следует учитывать критерии, определенные компанией Bauer — прежде всего, коэффициент инерции, частоту пусков и передаточные элементы.

4

Область применения привода	Класс ударной нагрузки		
<b>Строительные машины</b>			
Строительные подъемники		II	
Бетономешалки		II	
Дорожно-строительные машины		II	
<b>Химическая промышленность</b>			
Холодильные барабаны		II	
Смесители		II	
Мешалки (для легких сред)	I		
Мешалки (для вязких сред)		II	
Сушильные барабаны		II	
Центрифуги (легкие)	I		
Центрифуги (тяжелые)		II	
<b>Подъемно-транспортное оборудование</b>			
Подъемные лебедки		II	
Подъемники			III
Ленточные транспортеры		II	
Ленточный конвейер (для сыпучих материалов)	I		
Ленточный конвейер (для штучных грузов)		II	
Ковшовые элеваторы		II	
Ленточно-цепные конвейеры		II	
Круговые транспортеры		II	
Грузовые лифты		II	
Мучные ковшовые элеваторы	I		
Пассажирские лифты		II	
Пластинчатые конвейеры		II	
Шнековые транспортеры		II	
Ковшовые элеваторы для щебня		II	
Наклонные подъемники			III
Конвейеры со стальной лентой		II	
Цепные конвейеры		II	
<b>Воздуходувки, вентиляторы</b>			
Ротационные воздуходувки		II	
Воздуходувки (осевые и радиальные)	I		
Вентиляторы башенных охладителей		II	
Вытяжные вентиляторы		II	

Область применения привода	Класс ударной нагрузки		
<b>Резиновое производство</b>			
Экструдеры			III
Каландры		II	
Мешалки			III
Смесители		II	
Вальцовки			III
<b>Деревообработка</b>			
Окорочные барабаны			III
Строгальные станки		II	
Деревообрабатывающие станки	I		
Дисковые пилы			III
<b>Крановые установки</b>			
Стрелоподъемные механизмы	I		
Ходовые механизмы			III
Подъемные механизмы	I		
Поворотные механизмы		II	
Механизмы изменения вылета стрелы		II	
<b>Производство синтетических материалов</b>			
Экструдеры		II	
Каландры		II	
Смесители		II	
Измельчители		II	
<b>Металлообработка</b>			
Листогибочные машины		II	
Листоправильные машины			III
Молоты			III
Строгальные станки			III
Прессы			III
Ножницы		II	
Кузнечные прессы			III
Штамповочные прессы			III
Переборы, карданные передачи	I		
Металлообрабатывающие станки (основные)		II	
Металлообрабатывающие станки (вспомогательные)	I		

Область применения привода	Класс ударной нагрузки		
<b>Производство пищевых продуктов</b>			
Фасовочные машины	I		
Месильные машины		II	
Утфелемешалки		II	
Упаковочные машины	I		
Измельчители сахарного тростника		II	
Вальцовые прессы для сахарного тростника			III
Резаки для сахарной свеклы		II	
Мойки для сахарной свеклы		II	
<b>Производство бумаги</b>			
Гауч-прессы			III
Лощильные цилиндры			III
Голландеры		II	
Дефибреры			III
Каландры		II	
Мокрые прессы			III
Волк-машины			III
Отсасывающие прессы			III
Отсасывающие валы			III
Сушильные цилиндры			III
<b>Камни, земля</b>			
Дробилки			III
Вращающиеся печи			III
Молотковые дробилки			III
Барабанные шаровые мельницы			III
Ударные мельницы			III
Кирпичные прессы			III
<b>Текстильное производство</b>			
Намоточные устройства		II	
Набивные машины и красильни		II	
Дубильные барабаны		II	
Волк-машины		II	
Ткацкие станки		II	

Область применения привода	Класс ударной нагрузки		
<b>Прокатные станы</b>			
Ножницы для резки листового металла			III
Кантователи листов		II	
Печные выталкиватели			III
Блюминги и обжимные прокатные станы			III
Транспортировщики слитков			III
Волоочильные станы		II	
Установки для удаления окалины			III
Тонколистовые прокатные станы			III
Толстолистовые прокатные станы			III
Моталки (для ленты и проволоки)		II	
Станы холодной прокатки			III
Цепные шлепперы		II	
Ножницы для резки слитков			III
Холодильники прокатного стана		II	
Поперечный шлеппер		II	
Рольганги (легкие)		II	
Рольганги (тяжелые)			III
Роликовые правильные машины		II	
Трубосварочные машины			III
Кромкообрезные ножницы		II	
Обрезные ножницы для отрезания переднего края рулона металла			III
Установки непрерывной разливки			III
Устройство регулировки валов		II	
Манипуляторы			III
<b>Прачечные</b>			
Барабанные сушики		II	
Стиральные машины		II	
<b>Водоподготовка</b>			
Центробежные азраторы		II	
Водоподъемные шнеки		II	

