



## 4 Порядок выбора редуктора

### 4.1 КПД редукторов

КПД редукторов в основном зависит от трения в зубчатом зацеплении и в подшипниках. Следует учитывать, что КПД редуктора при запуске всегда ниже, чем при номинальной частоте вращения. При работе с червячными мотор-редукторами и угловыми мотор-редукторами Spiroplan® на этот факт следует обратить особое внимание.

#### **Редукторы R, F, K**

КПД цилиндрических, плоских цилиндрических и конических редукторов в зависимости от числа ступеней лежит в пределах от 94 % (3-ступенчатый) до 98 % (1-ступенчатый).

#### **Редукторы S и W**

Характерная черта зацепления червячных редукторов и редукторов Spiroplan® – это повышенное трение скольжения. В результате эти редукторы могут иметь более высокие потери в зацеплении, чем редукторы R, F или K, и поэтому более низкий КПД.

Это зависит от следующих факторов:

- передаточное число червячной ступени или спироидной ступени Spiroplan®;
- частота вращения входного вала;
- температура редуктора.

Редукторы типа S являются червячно-цилиндрическими, что обеспечивает им значительно больший КПД, чем у обычных червячных редукторов. Если передаточное число червячной ступени или спироидной ступени Spiroplan® очень большое, то КПД ( $\eta$ ) таких редукторов может быть  $< 0,5$ .

#### **Самоторможение**

При передаче обратного момента КПД червячного редуктора или редуктора Spiroplan® составляет  $\eta' = 2 - 1/\eta$ , что значительно ниже, чем КПД  $\eta$  при прямой передаче. Если КПД при прямой передаче  $\eta \leq 0,5$ , то червячный редуктор или редуктор Spiroplan® подвергается самоторможению. Некоторые червячные редукторы с наибольшим передаточным числом подвержены эффекту статического самоторможения. Некоторые редукторы Spiroplan®, кроме того, имеют эффект динамического самоторможения. При необходимости практического использования эффекта самоторможения обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.



*Период обкатки*

При поставке боковая поверхность зубьев новых червячных редукторов и редукторов Spiroplan® еще не приработана. Поэтому при обкатке трение больше, и КПД ниже, чем при последующей эксплуатации. Чем больше передаточное число, тем более очевидным становится этот эффект. В период обкатки редуктора значения КПД ниже номинальных на следующую величину:

	Червячный		Spiroplan®	
	Диапазон i	Снижение η	Диапазон i	Снижение η
1-заходный	ок. 50...280	ок. 12 %	ок. 40...75	ок. 15 %
2-заходный	ок. 20...75	ок. 6 %	ок. 20...30	ок. 10 %
3-заходный	ок. 20...90	ок. 3 %	ок. 15	ок. 8 %
4-заходный	-	-	ок. 10	ок. 8 %
5-заходный	ок. 6...25	ок. 3 %	ок. 8	ок. 5 %
6-заходный	ок. 7...25	ок. 2 %	-	-

Период обкатки при нормальных условиях составляет 24 часа. Червячные редукторы и редукторы Spiroplan® достигают номинальных значений КПД, если:

- обкатка редуктора закончена полностью;
- достигнута нормальная рабочая температура редуктора;
- залит рекомендуемый смазочный материал;
- редуктор работает в номинальном диапазоне нагрузки.

**Потери от перемешивания масла**

При некоторых монтажных позициях первая ступень редуктора полностью погружена в смазочный материал (→ гл. "Монтажные позиции и необходимые данные для заказа"). Для редукторов большего типоразмера с высокой окружной скоростью входной ступени потери от перемешивания масла являются фактором, который нельзя игнорировать. При необходимости использования редукторов такого типа обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.

Для снижения потерь от перемешивания масла рекомендуется использовать для редукторов R, K и S основную монтажную позицию M1.



#### 4.2 Эксплуатационный коэффициент

##### 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 Рис. 3. Полученный эксплуатационный коэффициент должен быть меньше или равен эксплуатационному коэффициенту, указанному в таблицах параметров для выбранного моторредуктора.

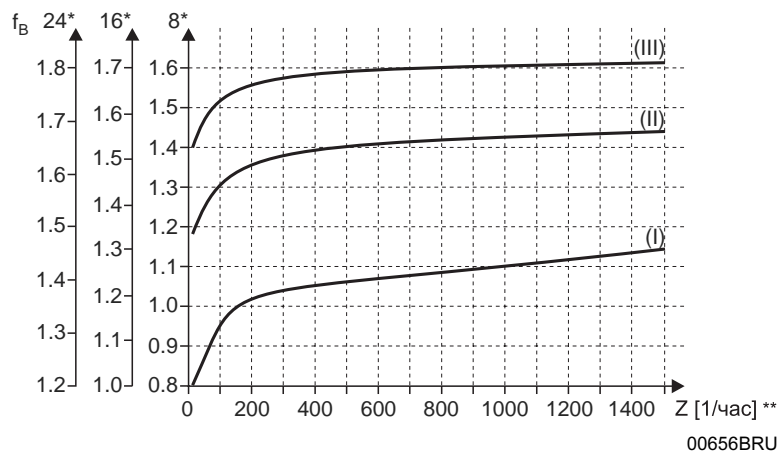


Рис. 3. Эксплуатационный коэффициент  $f_B$

\* 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.

##### Характер нагрузки

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  $\leq 10$

##### Коэффициент инерции

Коэффициент инерции рассчитывается следующим образом:

$$\text{Коэффициент инерции} = \frac{\text{Все внешние моменты инерции}}{\text{Момент инерции двигателя}}$$

"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:

$$J_X = J \times \left(\frac{n}{n_M}\right)^2$$

$J_X$  = момент инерции, приведенный к валу двигателя

$J$  = момент инерции, приведенный к выходному валу редуктора

$n$  = частота вращения выходного вала редуктора

$n_M$  = частота вращения вала двигателя

"Момент инерции двигателя" – это моменты инерции ротора двигателя, а также тормоза и инерционной крыльчатки (крыльчатка Z), 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 этом случае обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.



### Эксплуатационный коэффициент: SEW- $f_B$

Метод определения максимально допустимого длительного вращающего момента  $M_{amax}$  и его использование для получения эксплуатационного коэффициента  $f_B = M_{amax}/M_a$  не нормированы и у разных изготовителей существенно различаются. Уже при эксплуатационном коэффициенте SEW- $f_B = 1$  редукторы SEW обладают очень высокой безопасностью и надежностью по степени усталостной прочности (исключение: износ червячного колеса в червячных редукторах). При определенных условиях эксплуатационный коэффициент SEW нельзя сопоставлять с данными от других изготовителей. В случае сомнения обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE за более подробной информацией по Вашему конкретному приводу.

### Пример

Коэффициент инерции 2,5 (характер нагрузки II), время работы 14 часов в сутки (на диаграмме см. 16 ч/сут) и 300 включений в час согласно Рис. 3 дают в результате эксплуатационный коэффициент  $f_B = 1,51$ . В соответствии с таблицей параметров выбранный мотор-редуктор должен иметь значение SEW- $f_B = 1,51$  или больше.

### Червячные редукторы

В дополнение к эксплуатационному коэффициенту  $f_B$ , показанному на Рис. 3, 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 Рис. 4. Характер нагрузки учитывается в  $f_{B1}$  таким же образом, как и в  $f_B$ .

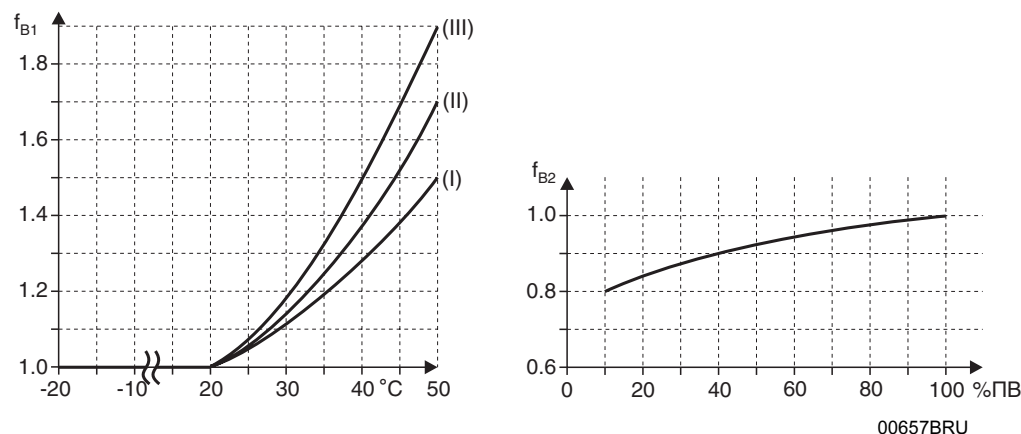


Рис. 4. Дополнительные эксплуатационные коэффициенты  $f_{B1}$  и  $f_{B2}$

$$PB (\%) = \frac{\text{Время работы под нагрузкой в мин/ч}}{60} \cdot 100$$

Если планируется эксплуатация при температуре ниже -20 °C ( $\rightarrow f_{B1}$ ), обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.

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

$$f_{Btot} = f_B \cdot f_{B1} \cdot f_{B2}$$

### Пример

Допустим, что мотор-редуктор с эксплуатационным коэффициентом  $f_B = 1,51$  из предыдущего примера является червячным мотор-редуктором.

Температура окружающей среды  $\vartheta = 40$  °C  $\rightarrow f_{B1} = 1,38$  (на диаграмме см. характер нагрузки II).

Время работы под нагрузкой = 40 мин/ч  $\rightarrow PB = 66,67\%$   $\rightarrow f_{B2} = 0,95$ .

Общий эксплуатационный коэффициент  $f_{Btot} = 1,51 \cdot 1,38 \cdot 0,95 = 1,98$ .

В соответствии с таблицей параметров выбранный червячный мотор-редуктор должен иметь эксплуатационный коэффициент SEW- $f_B = 1,98$  или больше.



#### 4.3 Внешние радиальные и осевые нагрузки

##### Определение внешней радиальной нагрузки

При определении результирующей внешней радиальной нагрузки необходимо учитывать тип передающего элемента, установленного на вал. Кроме того, следует принимать во внимание следующие коэффициенты запаса  $f_z$  для различных передающих элементов.

Передающий элемент	Коэффициент запаса $f_z$	Примечания
Шестерни	1,15	< 17 зубьев
Звездочки цепной передачи	1,40	< 13 зубьев
Звездочки цепной передачи	1,25	< 20 зубьев
Клиноременные шкивы	1,75	В зависимости от предварительного натяжения
Плоскоремненные шкивы	2,50	В зависимости от предварительного натяжения
Шкивы зубчатых ремней	1,50	В зависимости от предварительного натяжения

Внешняя радиальная нагрузка на вал двигателя или редуктора рассчитывается следующим образом:

$$F_R = \frac{M_d \times 2000}{d_0} \times f_z$$

$F_R$  = внешняя радиальная нагрузка [Н]

$M_d$  = вращающий момент [Нм]

$d_0$  = средний диаметр установленного передающего элемента [мм]

$f_z$  = коэффициент запаса

##### Допустимая внешняя радиальная нагрузка

Определение допустимых внешних радиальных нагрузок производится на основе номинального срока службы  $L_{10h}$  подшипников качения (по стандарту ISO 281).

При необходимости эксплуатации в особых условиях допустимые внешние радиальные нагрузки можно определить по скорректированному сроку службы  $L_{na}$ .

Допустимые внешние радиальные нагрузки  $F_{Ra}$  для выходных валов редукторов на лапах со сплошным валом представлены в таблицах параметров мотор-редукторов. За информацией для редукторов в другом исполнении обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.



**Эти данные относятся к случаю приложения радиального усилия к середине вала (для угловых редукторов – со стороны А). Угол приложения усилия  $\alpha$  в зависимости от направления вращения предполагает наиболее неблагоприятные условия нагрузки.**

- При креплении редукторов К и S передней поверхностью к стенке рабочего механизма в монтажной позиции М1 допускается только 50 % от значения  $F_{Ra}$ , указанного в таблицах параметров.
- Конические мотор-редукторы К167 и К187 в монтажной позиции М1...М4: если варианты крепления редукторов отличаются от показанных на рисунке в главе "Монтажные позиции", то допускается не более 50 % внешней радиальной нагрузки  $F_{Ra}$ , указанной в таблицах параметров.
- Цилиндрические мотор-редукторы на лапах и с фланцем (R..F): Если момент передается через фланцевое крепление, то допускается не более 50 % внешней радиальной нагрузки  $F_{Ra}$ , указанной в таблицах параметров.



**Повышенные допустимые внешние радиальные нагрузки**

Строго учитывая угол приложения усилия  $\alpha$  и направление вращения, можно повысить допустимую внешнюю радиальную нагрузку. Кроме того, повышенные нагрузки на выходной вал допускаются в том случае, если установлены усиленные подшипники, особенно это касается редукторов R, F и K. В этом случае обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.

**Определение точки и направления приложения усилия**

Точка и направление приложения усилия определяются по следующему рисунку:

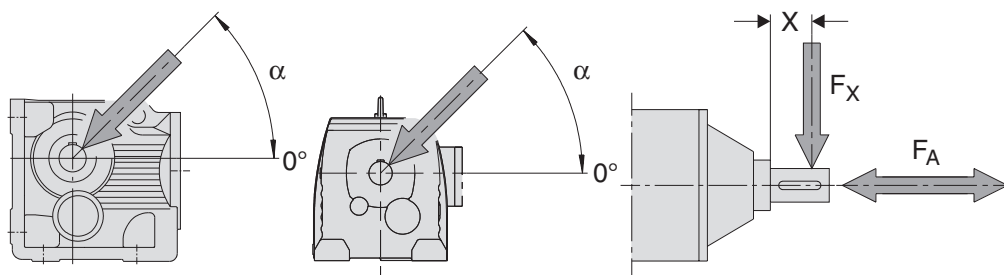


Рис. 5. Определение точки и направления приложения усилия

02355DXX

$F_x$  = допустимая радиальная нагрузка в точке x [Н]

$F_A$  = допустимая осевая нагрузка [Н]

**Допустимые осевые нагрузки**

Если внешняя радиальная нагрузка отсутствует, то всегда допускается осевая нагрузка  $F_A$  (растяжение или сжатие) из расчета 50 % от внешней радиальной нагрузки, указанной в таблицах параметров. Это действительно для следующих мотор-редукторов:

- цилиндрические мотор-редукторы, кроме R..137... - R..167...;
- плоские цилиндрические и конические мотор-редукторы со сплошным валом, кроме F97...;
- червячные мотор-редукторы со сплошным валом.



За информацией по редукторам всех остальных типов и в случае более значительных осевых нагрузок или сочетания радиальных и осевых нагрузок обратитесь в технический офис SEW-EURODRIVE.



## Порядок выбора редуктора

Внешние радиальные и осевые нагрузки

### Пересчет внешней радиальной нагрузки при приложении усилия не в середине вала

$F_{xL}$  в зависимости от срока службы подшипников

$$F_{xL} = F_{Ra} \cdot \frac{a}{b + x} \text{ [N]}$$

$F_{xW}$  в зависимости от прочности вала

$$F_{xW} = \frac{c}{f + x} \text{ [N]}$$

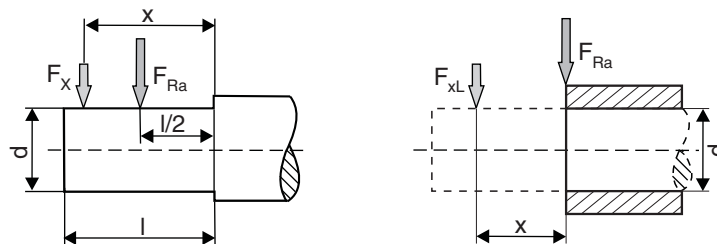
В случае приложения усилия не в середине вала допустимые внешние радиальные нагрузки, указанные в таблицах параметров, необходимо пересчитать по следующим формулам. Меньшее из двух значений  $F_{xL}$  (в зависимости от срока службы подшипников) и  $F_{xW}$  (в зависимости от прочности вала) является допустимым значением для внешней радиальной нагрузки в точке  $x$ . Следует учитывать, что данные вычисления действительны при  $M_{a \max}$ .

$F_{Ra}$  = допустимая внешняя радиальная нагрузка ( $x = l/2$ ) для редукторов на лапах по таблице параметров [Н]

$x$  = расстояние от выступа вала до точки приложения усилия [мм]

$a, b, f$  = редукторные постоянные для пересчета внешней радиальной нагрузки [мм]

$c$  = редукторная постоянная для пересчета внешней радиальной нагрузки [Нмм]



02356BXX

Рис. 6. Внешняя радиальная нагрузка  $F_x$  при приложении усилия не в середине вала



Редукторные  
постоянные для  
пересчета  
внешней  
радиальной  
нагрузки

Тип редуктора	a [мм]	b [мм]	c [Нмм]	f [мм]	d [мм]	l [мм]
RX57	43,5	23,5	$1,51 \cdot 10^5$	34,2	20	40
RX67	52,5	27,5	$2,42 \cdot 10^5$	39,7	25	50
RX77	60,5	30,5	$1,95 \cdot 10^5$	0	30	60
RX87	73,5	33,5	$7,69 \cdot 10^5$	48,9	40	80
RX97	86,5	36,5	$1,43 \cdot 10^6$	53,9	50	100
RX107	102,5	42,5	$2,47 \cdot 10^6$	62,3	60	120
R07	72,0	52,0	$4,67 \cdot 10^4$	11	20	40
R17	88,5	68,5	$6,527 \cdot 10^4$	17	20	40
R27	106,5	81,5	$1,56 \cdot 10^5$	11,8	25	50
R37	118	93	$1,24 \cdot 10^5$	0	25	50
R47	137	107	$2,44 \cdot 10^5$	15	30	60
R57	147,5	112,5	$3,77 \cdot 10^5$	18	35	70
R67	168,5	133,5	$2,51 \cdot 10^5$	0	35	70
R77	173,7	133,7	$3,97 \cdot 10^5$	0	40	80
R87	216,7	166,7	$8,47 \cdot 10^5$	0	50	100
R97	255,5	195,5	$1,19 \cdot 10^6$	0	60	120
R107	285,5	215,5	$2,06 \cdot 10^6$	0	70	140
R137	343,5	258,5	$6,14 \cdot 10^6$	30	90	170
R147	402	297	$8,65 \cdot 10^6$	33	110	210
R167	450	345	$1,26 \cdot 10^7$	0	120	210
F27	109,5	84,5	$1,13 \cdot 10^5$	0	25	50
F37	123,5	98,5	$1,07 \cdot 10^5$	0	25	50
F47	153,5	123,5	$1,78 \cdot 10^5$	0	30	60
F57	170,7	135,7	$5,49 \cdot 10^5$	32	35	70
F67	181,3	141,3	$4,12 \cdot 10^5$	0	40	80
F77	215,8	165,8	$7,87 \cdot 10^5$	0	50	100
F87	263	203	$1,19 \cdot 10^6$	0	60	120
F97	350	280	$2,09 \cdot 10^6$	0	70	140
F107	373,5	288,5	$4,23 \cdot 10^6$	0	90	170
F127	442,5	337,5	$9,45 \cdot 10^6$	0	110	210
F157	512	407	$1,05 \cdot 10^7$	0	120	210
K37	123,5	98,5	$1,41 \cdot 10^5$	0	25	50
K47	153,5	123,5	$1,78 \cdot 10^5$	0	30	60
K57	169,7	134,7	$6,8 \cdot 10^5$	31	35	70
K67	181,3	141,3	$4,12 \cdot 10^5$	0	40	80
K77	215,8	165,8	$7,69 \cdot 10^5$	0	50	100
K87	252	192	$1,64 \cdot 10^6$	0	60	120
K97	319	249	$2,8 \cdot 10^6$	0	70	140
K107	373,5	288,5	$5,53 \cdot 10^6$	0	90	170
K127	443,5	338,5	$8,31 \cdot 10^6$	0	110	210
K157	509	404	$1,18 \cdot 10^7$	0	120	210
K167	621,5	496,5	$1,88 \cdot 10^7$	0	160	250
K187	720,5	560,5	$3,04 \cdot 10^7$	0	190	320
W10	84,8	64,8	$3,6 \cdot 10^4$	0	16	40
W20	98,5	78,5	$4,4 \cdot 10^4$	0	20	40
W30	109,5	89,5	$6,0 \cdot 10^4$	0	20	40
S37	118,5	98,5	$6,0 \cdot 10^4$	0	20	40
S47	130	105	$1,33 \cdot 10^5$	0	25	50
S57	150	120	$2,14 \cdot 10^5$	0	30	60
S67	184	149	$3,04 \cdot 10^5$	0	35	70
S77	224	179	$5,26 \cdot 10^5$	0	45	90
S87	281,5	221,5	$1,68 \cdot 10^6$	0	60	120
S97	326,3	256,3	$2,54 \cdot 10^6$	0	70	140

Данные для не указанных редукторов запросите в техническом офисе SEW-EURODRIVE.





#### 4.4 Редукторы RM

**Порядок выбора** При выборе цилиндрических мотор-редукторов RM с удлиненным корпусом подшипника следует учитывать повышенные внешние радиальные и осевые нагрузки. Придерживайтесь следующего алгоритма проектирования:

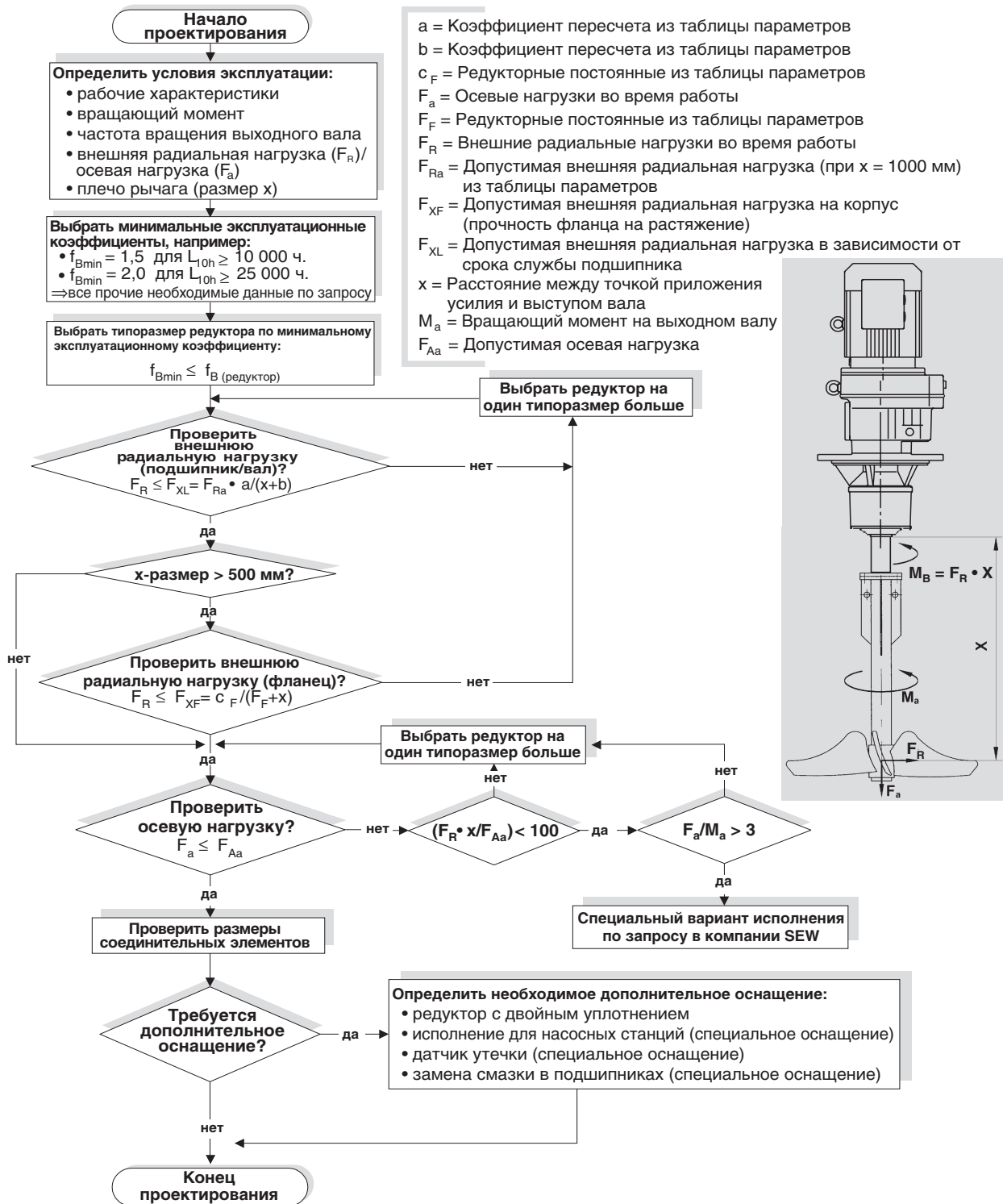


Рис. 7. Порядок выбора редуктора RM

02457BRU



**Допустимые  
внешние  
радиальные и  
осевые нагрузки**

Допустимые внешние радиальные нагрузки  $F_{Ra}$  и осевые нагрузки  $F_{Aa}$  указаны для различных эксплуатационных коэффициентов  $f_B$  при номинальном сроке службы подшипников  $L_{10h}$ .

$f_{Bmin} = 1,5; L_{10h} = 10\ 000\ ч$

		$n_a$ [об/мин]							
		< 16	16-25	26-40	41-60	61-100	101-160	161-250	251-400
RM57	$F_{Ra}$ [H]	400	400	400	400	400	405	410	415
	$F_{Aa}$ [H]	18800	15000	11500	9700	7100	5650	4450	3800
RM67	$F_{Ra}$ [H]	575	575	575	580	575	585	590	600
	$F_{Aa}$ [H]	19000	18900	15300	11900	9210	7470	5870	5050
RM77	$F_{Ra}$ [H]	1200	1200	1200	1200	1200	1210	1210	1220
	$F_{Aa}$ [H]	22000	22000	19400	15100	11400	9220	7200	6710
RM87	$F_{Ra}$ [H]	1970	1970	1970	1970	1980	1990	2000	2010
	$F_{Aa}$ [H]	30000	30000	23600	18000	14300	11000	8940	8030
RM97	$F_{Ra}$ [H]	2980	2980	2980	2990	3010	3050	3060	3080
	$F_{Aa}$ [H]	40000	36100	27300	20300	15900	12600	9640	7810
RM107	$F_{Ra}$ [H]	4230	4230	4230	4230	4230	4230	3580	3830
	$F_{Aa}$ [H]	48000	41000	30300	23000	18000	13100	9550	9030
RM137	$F_{Ra}$ [H]	8710	8710	8710	8710	7220	5060	3980	6750
	$F_{Aa}$ [H]	70000	70000	70000	57600	46900	44000	35600	32400
RM147	$F_{Ra}$ [H]	11100	11100	11100	11100	11100	10600	8640	10800
	$F_{Aa}$ [H]	70000	70000	69700	58400	45600	38000	32800	30800
RM167	$F_{Ra}$ [H]	14600	14600	14600	14600	14600	14700	-	-
	$F_{Aa}$ [H]	70000	70000	70000	60300	45300	36900	-	-

$f_{Bmin} = 2,0; L_{10h} = 25\ 000\ ч$

		$n_a$ [об/мин]							
		< 16	16-25	26-40	41-60	61-100	101-160	161-250	251-400
RM57	$F_{Ra}$ [H]	410	410	410	410	410	415	415	420
	$F_{Aa}$ [H]	12100	9600	7350	6050	4300	3350	2600	2200
RM67	$F_{Ra}$ [H]	590	590	590	595	590	595	600	605
	$F_{Aa}$ [H]	15800	12000	9580	7330	5580	4460	3460	2930
RM77	$F_{Ra}$ [H]	1210	1210	1210	1210	1210	1220	1220	1220
	$F_{Aa}$ [H]	20000	15400	11900	9070	6670	5280	4010	3700
RM87	$F_{Ra}$ [H]	2000	2000	2000	2000	2000	1720	1690	1710
	$F_{Aa}$ [H]	24600	19200	14300	10600	8190	6100	5490	4860
RM97	$F_{Ra}$ [H]	3040	3040	3040	3050	3070	3080	2540	2430
	$F_{Aa}$ [H]	28400	22000	16200	11600	8850	6840	5830	4760
RM107	$F_{Ra}$ [H]	4330	4330	4330	4330	4330	3350	2810	2990
	$F_{Aa}$ [H]	32300	24800	17800	13000	9780	8170	5950	5620
RM137	$F_{Ra}$ [H]	8850	8850	8850	8830	5660	4020	3200	5240
	$F_{Aa}$ [H]	70000	59900	48000	37900	33800	31700	25600	23300
RM147	$F_{Ra}$ [H]	11400	11400	11400	11400	11400	8320	6850	8440
	$F_{Aa}$ [H]	70000	60600	45900	39900	33500	27900	24100	22600
RM167	$F_{Ra}$ [H]	15100	15100	15100	15100	15100	13100	-	-
	$F_{Aa}$ [H]	70000	63500	51600	37800	26800	23600	-	-



## Порядок выбора редуктора

Редукторы RM

### Пересчетные коэффициенты и редукторные постоянные

Для мотор-редукторов RM при расчете допустимой внешней радиальной нагрузки  $F_{xL}$  в точке  $x \neq 1000$  мм действительны следующие пересчетные коэффициенты и редукторные постоянные:

Тип редуктора	a	b	$c_F (f_B = 1,5)$	$c_F (f_B = 2,0)$	$F_F$
RM57	1047	47	1220600	1260400	277
RM67	1047	47	2047600	2100000	297,5
RM77	1050	50	2512800	2574700	340,5
RM87	1056,5	56,5	4917800	5029000	414
RM97	1061	61	10911600	11124100	481
RM107	1069	69	15367000	15652000	554,5
RM137	1088	88	25291700	25993600	650
RM147	1091	91	30038700	31173900	756
RM167	1089,5	89,5	42096100	43654300	869

### Дополнительная масса редукторов RM

Тип	Дополнительная масса, прибавляемая к массе редукторов RF с наименьшим фланцем $\Delta m$ [кг]
RM57	12,0
RM67	15,8
RM77	25,0
RM87	29,7
RM97	51,3
RM107	88,0
RM137	111,1
RM147	167,4
RM167	195,4



## 4.5 Троллейные приводы

Для работы троллейных приводов необходимы специальные мотор-редукторы со встроенной муфтой сцепления. Для этих целей SEW-EURODRIVE предлагает ряд приводов. Подробнее см. каталог "Троллейные приводы".



03138AXX

Рис. 8. Троллейный привод

4

### Условное обозначение

Троллейные приводы SEW имеют следующее условное обозначение:

Тип	Описание
HW..	Троллейный привод на базе редуктора Spiroplan®
HS..	Троллейный привод на базе червячного редуктора
HK..	Троллейный привод на базе конического редуктора

### Разделение на две группы

Троллейные приводы делятся на две группы:

Группа	Приводы
Троллейные приводы согласно директиве VDI 3643 (стандарт C1)	HW30 HS40 (до типоразмера двигателя DT80)
Усиленные троллейные приводы	HS41 / HS50 / HS60 HK30 / HK40 / HK50 / HK60

### Технические данные

Для троллейных приводов действительны следующие технические данные:

Тип	M <sub>a max</sub> [Нм]	F <sub>Ra</sub> [Нм]	Передаточное число i	Размеры вала	
				d [мм]	l [мм]
HW30	70	5600	8,2 - 75	20 25	35 35
HS40	120	6500	7,28 - 201	20 25	35 35
HS41	185	10000	7,28 - 201	25	35
HS50	300	15000	7,28 - 201	30 35	60 70
HS60	600	25000	7,56 - 217,41	45	90
HK30	200	10000	13,1 - 106,38	25	35
HK40	400	18500	12,2 - 131,87	30 35	60 70
HK50	600	25000	13,25 - 145,14	45	90
HK60	820	40000	13,22 - 144,79	55	110