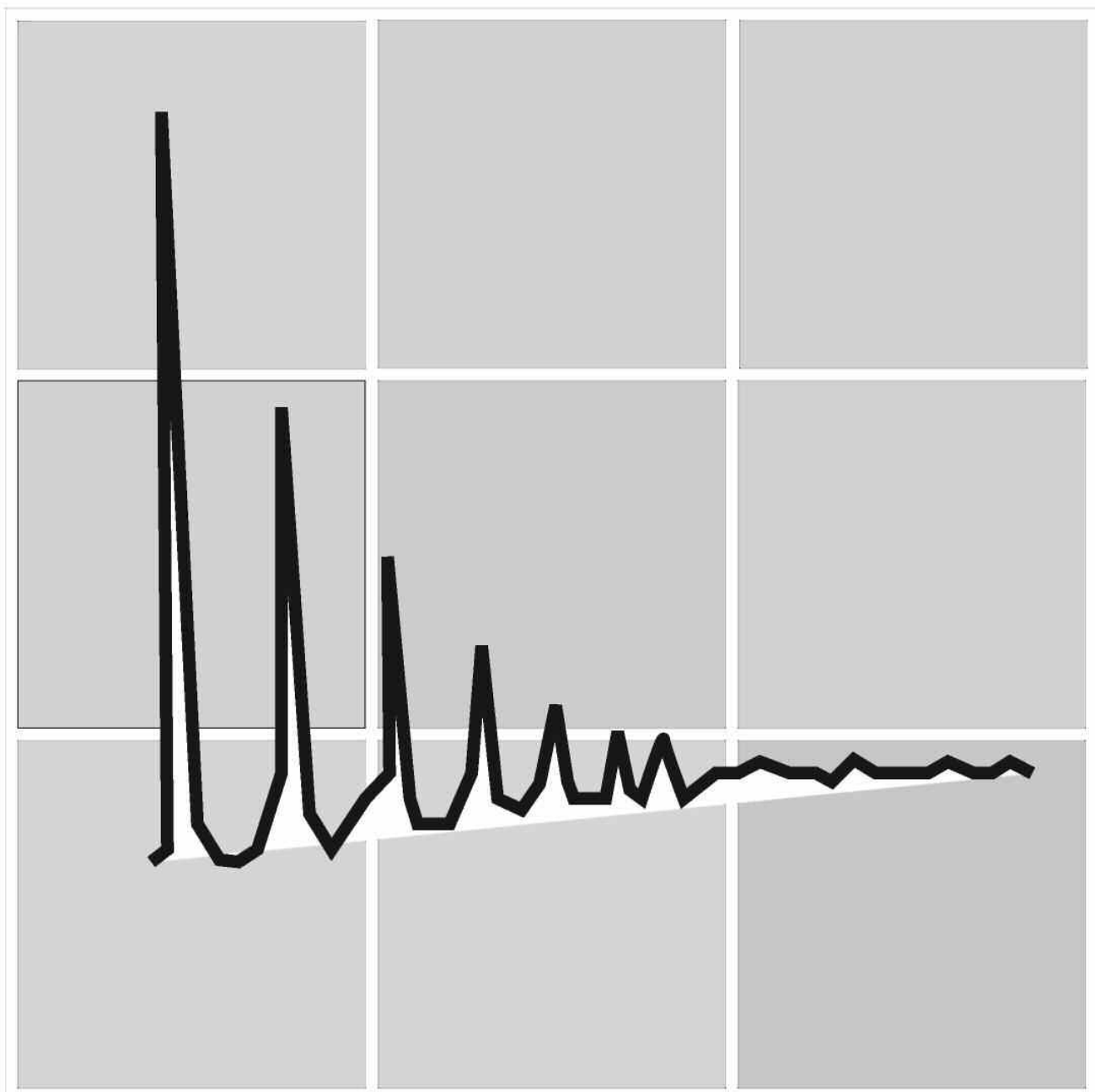


Коэффициент эксплуатации

EP 3200 RU



Данная публикации была сделана компанией Данфосс Бауэр ГмбХ/ Danfoss Bauer GmbH и не может быть перепечатана частично или целиком без предварительного согласия её владельца.

Все права зарегистрированы.

Приводимые здесь спецификации были приведены в соответствие и тщательно проверены на основании последних редакций стандартов и нормативных требований на момент отправки в печать. Технические и правовые нормы, так же как и характеристики разработок и производства компании Данфосс Бауэр / Danfoss Bauer являются окончательными. Никакая ответственность не принимается в связи с возникновением любых повреждений в результате использования данной спецификации.

Коэффициенты эксплуатации

Obering, Г. Грейнер

Содержание

1	Вступление
2	Физический смысл коэффициента эксплуатации
3	Стандарты, нормы и правила
3.1	Коэффициент эксплуатации в соответствии с нормами VDI
3.2	Коэффициент типа нагрузки в соответствии с DIN 3990:Часть 1
3.3	Классификация в соответствии с AGMA 460.05
3.4	Коэффициент эксплуатации для двигателей
4	Таблица условных обозначений
5	Ежедневное время работы
5.1	Основные принципы расчётов
5.2	Сравнение коэффициентов эксплуатации различных производителей
6	Тип нагрузки
6.1	Резкие повышения момента вращения, вызванные двигателем
6.2	Перегрузочный момент, вызванный приводным механизмом
6.3	Тип нагрузки для приводных механизмов
7	Момент инерции
8	Частота коммутаций
9	Передающие устройства
9.1	Амортизация
9.2	Нейтральность к ударам
9.3	Усиление удара
9.4	Краткая оценка ударных нагрузок
10	Шоковый момент при свободном ходе в трансмиссии
10.1	Время разгона трёхфазного асинхронного двигателя при холостом запуске
10.2	Холостой пуск трёхфазного асинхронного двигателя
10.3	Результаты испытаний
11	Коэффициенты эксплуатации компании Danfoss Bauer для мотор-редукторов серии BG, BF и BK
11.1	Продолжительный режим работы без частых пусков
11.2	Повторно-кратковременный режим
11.3	Общий коэффициент эксплуатации
11.4	Определение типа нагрузки
11.5	Пояснение сокращений
12	Коэффициенты эксплуатации компании Danfoss Bauer для червячных мотор-редукторов серии BS
12.1	Продолжительный режим работы без частых пусков
12.2	Повторно-кратковременный режим
12.3	Температура окружающей среды
12.4	Общий коэффициент эксплуатации
12.5	Определение типа нагрузки
12.6	Пояснение сокращений
13	Примеры применения
14	Алгоритм определения коэффициента эксплуатации
	Библиография
	Указатель ключевых слов

1 Вступление

Мотор-редукторы проектируются и производятся в соответствии с модульной системой, которая отвечает современным требованиям, имеет широкую сферу применения и тонко дифференцирована. В отличие от ситуации с трансмиссией транспортных средств или больших редукторов, невозможно учесть на стадии разработки специфику будущего использования. Наиболее важная количественная характеристика такого типа редукторов массового производства – это **момент вращения при номинальной нагрузке**, который может поддерживаться при длительной работе в сочетании с приемлемой продолжительностью срока эксплуатации. Благодаря своей компактности, мотор-редукторы всё чаще становятся оптимальным решением для всё время меняющихся вариантов применения приводных систем (рисунок 1.1).



Поскольку применение мотор-редукторов настолько широко, то неизбежно, что приводы должны быть адаптированы к широчайшему диапазону условий нагрузки. Следующие примеры могут показать границы этого диапазона:

	Коэффициент эксплуатации По временной характеристике	Рисунок 1.2 Аэратор для обогащения резервуара питьевой воды кислородом Продолжительность работы: 24 ч/д 365 д/г
	Коэффициент эксплуатации, характеризующийся моментом вращения	Рисунок 1.3 Кран силовой станции, используемый для капремонта турбин и генераторов Кратковременный режим: Несколько минут в году

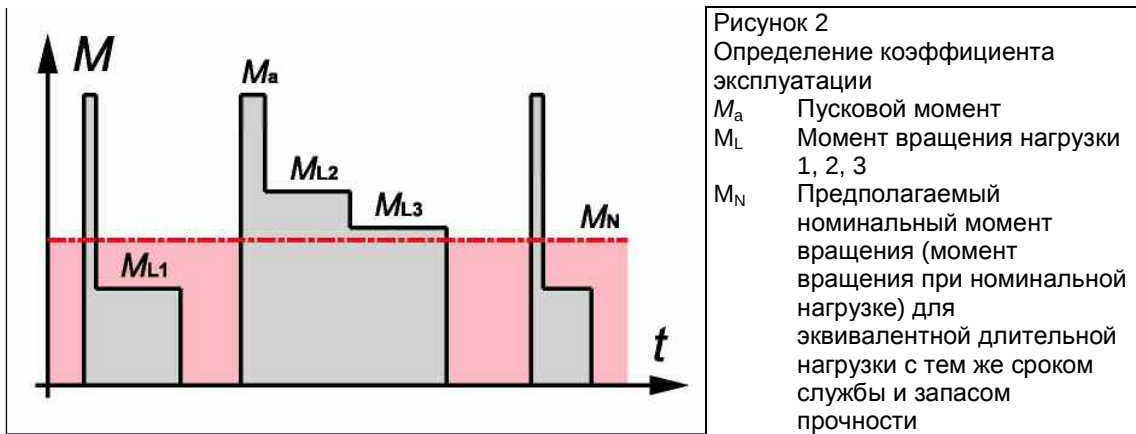
2 Физический смысл коэффициента эксплуатации

Перед тем, как мы сможем сравнить два сценария работы приводов, описанных в предыдущей главе, мы должны представить и сравнить предполагаемые моменты вращения. Моменты вращения, вычисленные из индивидуальной совокупной нагрузки должны быть равновелики, т.е. они должны обеспечивать одинаковый срок службы при длительной работе для соответствующих рабочих переменных таким образом, как будто они были нагружены фактическим моментом вращения.

Соответственно, Нормы и правила VDI 2151 (Общество Инженеров Германии), которые сейчас отменены, предлагают следующее определение коэффициента эксплуатации:

Коэффициент эксплуатации f_B – это число, на которое номинальный момент вращения M_L приводного механизма должен быть умножен, для получения предполагаемого момента вращения M_N , что гарантирует тот же уровень достоверности отсутствия рабочих поломок при воздействии на приводной вал, которое остаётся постоянным на протяжении всего времени, пока фактический момент вращения, который меняется со временем, воздействует на приводной вал.

Редуктор сконструирован правильно, если параметр сплошной и непрерывно действующей нагрузки равен предполагаемому моменту вращения M_N .



Выражение эквивалентного номинального момента вращения через совокупную нагрузку M_a , M_{L1} , M_{L2} , M_{L3} принимая во внимание индивидуальное время работы и общее количество рабочих часов, занимает значительное количество времени и усилий для подсчетов (см. статью 3.1).

При обычном упрощённом методе для мотор-редукторов, моменты вращения, (т.е. M_a , M_{L2} и M_{L3}) получаемые через номинальный момент *приводных механизмов*, рассчитываются по «типу нагрузки»

Какие существуют преимущества для конструкторов и потребителей моторов-редукторов от использования коэффициентов эксплуатации?

- ☐ Стандартный привод, который гораздо дешевле обходится в производстве, может быть адаптирован для специфической задачи.
- ☐ Резкое повышение момента вращения приводных механизмов, получаемое в результате работы и дополнительной динамической нагрузки из-за негодных узлов передачи мощности подлежат оценке и или сокращаются путём улучшении их конструкции, или принимаются во внимание при задании размеров узла редуктора.
- ☐ В большой степени избегается поломка трансмиссии.

3 Стандарты, нормы и правила

Следующие стандарты, нормы и правила признаются правомочными в отношении коэффициента эксплуатации или аналогичных технических характеристик:

3.1 Коэффициент эксплуатации в соответствии с нормами VDI 2151

Предварительный текст, именованный «Коэффициенты эксплуатации для проектирования «зубчатых механизмов» содержит статьи под названием «Фундаментальные принципы процедуры» и «Краткое введение с таблицами и диаграммами» от 1971 г описывает целый комплекс процедур на 25-ти страницах. Эти нормы и правила упоминаются здесь, хотя они и были уже отменены. Это показывает, как тяжело получить правильные расчёты. Даже, если бы время и усилия, требующиеся на такие расчёты, были бы сокращены до приемлемого уровня при помощи компьютера, необходимые *вводные данные*, т.е. совокупная нагрузка, как правило, *отсутствует*.

Эти нормы и правила VDI были направлены на редукторы больших типоразмеров, на которые требуются соответствующие затраты конструкторского времени с технической точки зрения, и что оправдано по показателю рабочего КПД. Простые методики являются единственно удобным решением для мотор-редукторов.

3.2 Коэффициент типа нагрузки в соответствии с DIN 3990: Часть 1

"Коэффициент типа нагрузки K_A " используется в «Расчётах допускаемой нагрузки для цилиндрических зубчатых шестерён» и является эквивалентом «коэффициента эксплуатации»

Коэффициент типа нагрузки K_A в соответствии с DIN 3990

Электродвигатель	Режим работы приводных механизмов			
	Равномерный	Мягкое ударное воздействие	Среднее ударное воздействие	Тяжёлая ударная нагрузка
Непрерывная работа	1,0	1,25	1,5	1,75
Работа с переключением	1,1	1,35	1,6	1,85

Числовое увеличение показателей динамической ударной нагрузки и работы с переключением в данной таблице представляют интерес. Однако невозможно дать точное определение тому, что понимается под «средней» или «тяжёлой» динамической ударной нагрузкой.

3.3 Классификация в соответствии с AGMA 460.05 (Американская Ассоциация Производителей зубчатых передач и приводов)

Классификации приводов в соответствии с AGMA 460.05 настолько хорошо распространена в Северной Америке, что она может быть взята как необходимое условие для успешной деятельности на рынке. На практике, это сказывается на том, что каталог мотор-редукторов поделён на три части. Потребитель обычно «классифицирует» свой вариант привода самостоятельно и выбирает соответствующую часть каталога. Критерии значительно расходятся и дают широкую свободу для субъективной оценки. Важные показатели приводов, такие как момент инерции, частота коммутаций, тип узлов передачи мощности в данной классификации не учитываются.

AGMA – класс и коэффициент эксплуатации (СФ)

Динамическая ударная нагрузка	Время работы			
	8 часов в день		24 часа в день	
Равномерная	Класс I	СФ = 1,0	Класс II	СФ = 1,4
Мягкая	Класс II	СФ = 1,4	Класс III	СФ = 2,0
Тяжёлая	Класс III	СФ = 2,0	-	-

3.4 Понятие коэффициента эксплуатации для двигателей

В отношении **мотор-редукторов** «коэффициент эксплуатации» всегда понимался в Европе, и, обычно, в Северной Америке, как *механический* параметр для редуктора, т.е. в соответствии с определением, данным в статье 2. Однако в Северной Америке существует понятие «коэффициент эксплуатации СФ (SF)» для **электродвигателей**, которые выделяются некоторыми производителями в техническом описании для своих двигателей и, таким образом, могут быть ошибочно приняты за мотор-редукторы.

Существует чёткое определение, данное в NEMA MG1-1.43 (Национальная ассоциация производителей электрооборудования):

«Коэффициент эксплуатации двигателя переменного тока является коэффициентом, который, будучи применённым к номинальной мощности (в л.с.), показывает допустимую нагрузку на единицу мощности при условиях, определённых в MG1-14.35».

Эта статья устанавливает следующие положения:

- при непрерывной работе можно достичь повышения производительности
- температура обмотки может быть на 10 K выше, чем определённая для данного класса изоляционных материалов (класс нагревостойкости) (NEMA MG1-12.42.1.b)
- изменение КПД и коэффициента нагрузки
- коэффициент эксплуатации $> 1,0$ может быть использован только для **каплезашённого двигателя открытого исполнения (ODP)**
- двигатели закрытого типа с принудительным охлаждением (TEFC) имеют коэффициент эксплуатации 1,0.

Кроме этих технических характеристик, «коэффициент эксплуатации SF» является одним из самых неправильно понимаемых в NEMA. Например, он часто применим к **стандартным двигателям закрытого типа** (TEFC), если для их изоляции использованы изоляционные материалы класса нагревостойкости "F", но используются по классу "B" (обычная спецификация для SF = 1,15).

NEMA MG1-10.38 указывает, что коэффициент эксплуатации **должен быть просто указан на шильдике**, если он отличается от 1,0. А это не является стандартным случаем для двигателей с классом защиты IP54 (TEFC).

4 Таблица условных обозначений

Большая часть производителей мотор–редукторов для определения коэффициента эксплуатации используют простые параметры – такие как - «ежедневное время работы» и «тип нагрузки». Основная таблица иногда расширяется и включает дополнительный уровень для времени работы и/или частоты коммутаций.

Тип нагрузки		Время работы в день			
Тип нагрузки	Режим работы приводного механизма	3 ч/д	8 ч/д	16 ч/д	24 ч/д
I	Равномерный Разгон малых масс	0,8	1,0	1,25	1,6
II	Умеренная ударная нагрузка Разгон умеренных масс	1,0	1,25	1,5	1,8
III	Тяжёлая ударная нагрузка Разгон больших масс	1,25	1,6	1,8	2,0

Хотя системы этого типа очень распространены, они не стандартизированы. При изучении каталогов 42-х производителей видно, что для коэффициента эксплуатации 1,0 при типе нагрузки I разными производителями принимаются разные значения времени работы в день.



Один из производителей менял свой алгоритм вычисления 3 раза на протяжении 20-ти лет:

Редакция каталога	1970	1984	1991
Допустимое время работы в день при SF = 1, тип нагрузки I	10 ч/д	5 ч/д	16 ч/д

Производитель	$f_d = 8ч$	$f_d = 10ч$	$f_d = 12ч$	$f_d = 16ч$	$f_d = 24 ч$
ABM	x				
ATM	x				
BAUER				x	
BENZELERS	x				
BOCKWOLDT	x				
BONFIGLIOLI		x			
BROOK-HANSEN				x	
CYCLO		x			
DAVID BROWN			x		
DEMAG		x			
DESCH		x			
DOB	x				
FENNER		x			
FIMET			x		
FLENDER				x	
HANSEN		x			
HEEMAF		x			
HEYNAU	x				
HÖRZ	x				
KEB			x		
KNÖDLER	x				
KÖLLMANN			x		
LENZE		x			
LEROY SOMER		x			
MANNESMANN		x			
MARBAISE	x				
NORD				x	
PEKRUN	x				
PIV	x				
REHFUSS	x				
RENOLD		x			
RHEIN-GETRIEBE			x		
RÖCHLING	x				
ROSSI	x				
SAWA	x				
SEW				x	
STEPHAN	x				
STIEBEL	x				
STÖBER	x				
STRÖTER	x				
VEM					x
WAT		x			
ZAE	x				
Всего: 43	21	12	5	4	1

Таблица 4.2 Допустимое время работы при коэффициенте эксплуатации 1,0 основанное на данных из каталога спецификаций 43-х производителей.

Таким образом, коэффициенты эксплуатации никогда не были ни стандартизированы, ни приведены к единообразию. Каждый из производителей может изменить основу расчётов, чтобы выйти на показатель «коэффициента эксплуатации 1,0» для своего оборудования, используя свою собственную систему измерений.

Результаты, получаемые при сравнении коэффициентов эксплуатации, не могут быть правильными, поскольку отсутствует основа для сравнения.

5 Ежедневное время работы

Существует объективный критерий расчёта ежедневного времени работы для вычисления коэффициента эксплуатации. Другими словами, эти критерии имеют техническое обоснование и могут быть проверены измерительными инструментами. Время работы в день определится целевым назначением, т.е., например, привод для заслонок или заводских ворот – или, в случае возникновения сомнений, определяется при помощи часов. Часто бывает необходимым произвести оценку или взять среднее значение.

5.1 Основные принципы вычисления

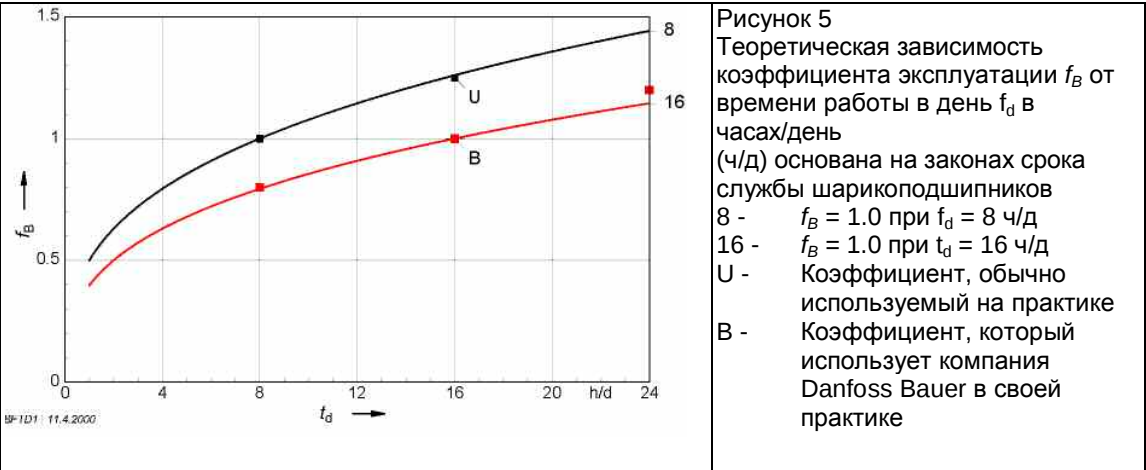
Поскольку любая зубчатая передача (за исключением червячной передачи) конструируются с высокой износостойкостью, стандартные вычисления срока службы подшипников качения могут использоваться в качестве контрольной точки сравнения. В принципе, ниже следующие относятся к номинальному сроку службы подшипников качения, как в соответствии с ISO 281 Часть 1, так и изменённые расчёты по подшипникам:

$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$	L_{10}	-	Номинальный срок службы в млн. оборотах
	C	-	Динамическая грузоподъёмность в Н
	P	-	Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник
	p	-	Показатель степени для шарикоподшипников: $p = 3$ Подшипников качения: $p = 10/3$

Следующая зависимость может быть установлена для коэффициента эксплуатации, используя показатель степени шарикоподшипников $p = 3$ и для того же ожидаемого срока службы в годах для различных показателей ежедневной работы в часах:

$f_B \equiv K^{1/3}$	f_B	-	Коэффициент эксплуатации
	K	-	Коэффициент для изменения количества ежедневных рабочих часов
	с учётом условия, где $f_B = 1,0$		

Это устанавливает теоретическое отношение зависимости коэффициента эксплуатации f_B от количества ежедневных рабочих часов t_d как показано на следующем графике:



Коэффициенты эксплуатации, используемые на практике, лишь незначительно отличаются от теоретических значений, показанных на графике:

Действительное время работы в день f_d (в ч/д)	8	16	24
Теоретический коэффициент на основе $t_d = 8$ ч/д	1,0	1,26	1,44
Коэффициент, используемый на практике в таблице условных обозначений, показанной в статье 4	1,0	1,25	1,6
Теоретический коэффициент на основе $t_d = 16$ ч/д	0,8	1,0	1,14
Коэффициент, используемый на практике компанией Bauer по схеме, которая приводится в главе 10	0,8	1,0	1,2

Такое сравнение даёт важную информацию:

- описание коэффициентов эксплуатации Danfoss Bauer, более подробно изложенное в главе 10, находится близко по своему обоснованию к стандартам подшипников качения относительно зависимости от времени работы.
- если базис коэффициента эксплуатации $f_B = 1,0$ высокий (т.е. $t_d = 16$ ч/д), в таком случае низкий коэффициент эксплуатации (т.е. $f_B = 1,2$), является достаточным, для того, чтобы редуктор был способен работать при $t_d = 24$ ч/д.
- если базис коэффициента эксплуатации $f_B = 1,0$ низкий (т.е. $t_d = 8$ ч/д), в таком случае требуется высокий коэффициент эксплуатации (т.е. хотя бы $f_B = 1,44$) для того, чтобы редуктор был способен работать при $t_d = 24$ ч/д. «Условно принятый коэффициент» = 1,25 не отвечает техническим условиям. AGMA в таких условиях предписывает использовать фактор = 1,4

При очень малом времени работы (т.е. $t_d < 4$ ч/д), теоретический низкий коэффициент эксплуатации (т.е. $f_B < 0,8$) можно использовать только, если срок службы не принимается во внимание. Однако если принимать во внимание сопротивление излому, значения, ниже 0,8 недопустимы, даже, при очень кратковременном использовании – по несколько минут в день.

5.2 Сравнение коэффициента эксплуатации различных производителей

Коэффициенты эксплуатации разных производителей для продолжительной работы без частых коммутаций можно сравнивать с достаточной уверенностью:

5.2.1 Сравнение компании Danfoss Bauer с другими производителями на основе 8 ч/д

Тип нагрузки	Время работы в день t_d		
	$t_d \leq 8$ ч BAUER / ABC	$t_d \leq 16$ ч BAUER / ABC	$t_d \leq 24$ ч BAUER / ABC
I	0,8 / 1,0	1,0 / 1,25	1,2 / 1,6
II	1,05 / 1,25	1,25 / 1,5	1,45 / 1,7
III	1,45 / 1,75	1,55 / 1,9	1,7 / 2,0

5.2.2 Сравнение компании Danfoss Bauer с другими производителями на основе 16 ч/д

Тип нагрузки	Время работы в день t_d		
	$t_d \leq 8$ ч BAUER / XYZ	$t_d \leq 16$ ч BAUER / XYZ	$t_d \leq 24$ ч BAUER / XYZ
I	0,8 / 0,8	1,0 / 1,0	1,2 / 1,2
II	1,05 / 1,1	1,25 / 1,27	1,45 / 1,43
III	1,45 / 1,4	1,55 / 1,53	1,7 / 1,65

- BAUER- СФ компании Danfoss Bauer мотор-редукторов серии B2000 на основе 16 ч/д
- ABC - СФ для редукторов для производителей, указанных в таблице 4.2 где СФ = 1,0 при 8 ч/д
- XYZ - СФ для редукторов для производителей, указанных в таблице 4.2 где СФ=1,0 при 16 ч/д

6 Тип нагрузки

В отличие от параметра «время», параметр «тип нагрузки» носит субъективный характер: «Стандартные» спецификации и сами стандарты говорят о «мягкой», «средней» и «тяжелой» динамических нагрузках, что является весьма условным критерием оценки. Однако объективные ограничения значений допустимых ударных моментов можно найти в последних спецификациях компании Danfoss Bauer. Необходимо отметить следующее при построении классификации типа нагрузки:

6.1 Резкие повышения момента вращения, вызванные двигателем

Трёхфазные асинхронные двигатели развивают максимальный (пусковой) момент вращения (M_A) при прямом подключении в жёсткую систему подачи энергии. Такие начальные моменты вращения представляют собой примерно от 1,5 до 2,5 величины номинального момента вращения (M_N) в зависимости от размера и конструкции системы. $M_A / M_N = 2$ можно взять за типичное значение для стандартного размера асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором. Такой момент вращения генерируется независимо от подобной необходимости. При полной нагрузке и когда требуется ускорение большой массы, момент вращения напрямую передаётся через редуктор без нагрузки, момент вращения полностью поглощается ротором. Внешняя механическая инерция, как описано в статье 7, всегда принимается во внимание при оценке момента вращения, инициированного двигателем в момент начала работы.

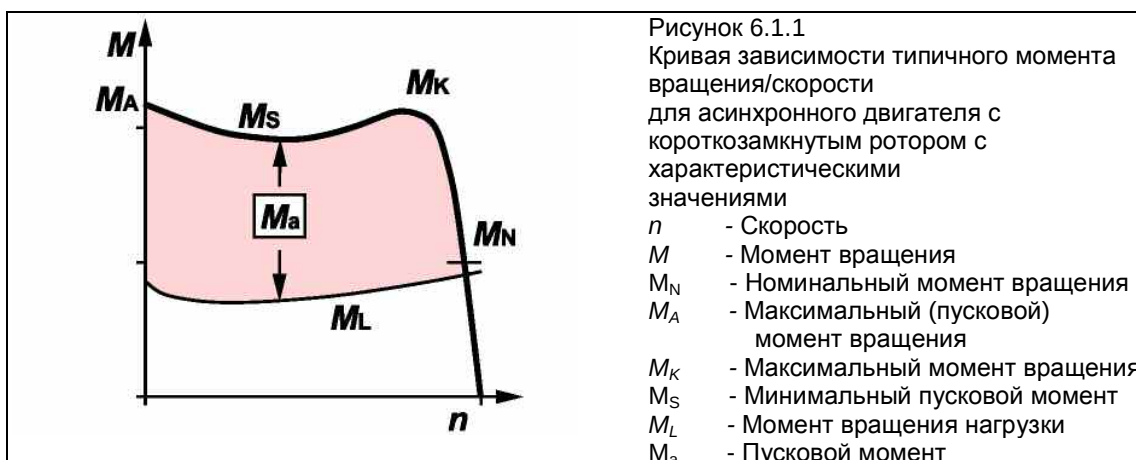


Рисунок 6.1.1
Кривая зависимости типичного момента вращения/скорости для асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором с характеристическими значениями

- n - Скорость
- M - Момент вращения
- M_N - Номинальный момент вращения
- M_A - Максимальный (пусковой) момент вращения
- M_K - Максимальный момент вращения
- M_S - Минимальный пусковой момент
- M_L - Момент вращения нагрузки
- M_a - Пусковой момент

Рекуперативное торможение возникает, если мгновенная частота вращения ротора больше, чем синхронная частота вращения вращающегося поля статора. Это возникает, например, когда трёхфазный асинхронный двигатель с переключением полюсов переключается с малого количества полюсов на большое.

Рисунок 6.1.2 показывает форму характеристической кривой в двигательном режиме и режиме рекуперации. Момент вращения рекуперативного торможения значительно больше, чем момент вращения двигательного режима.

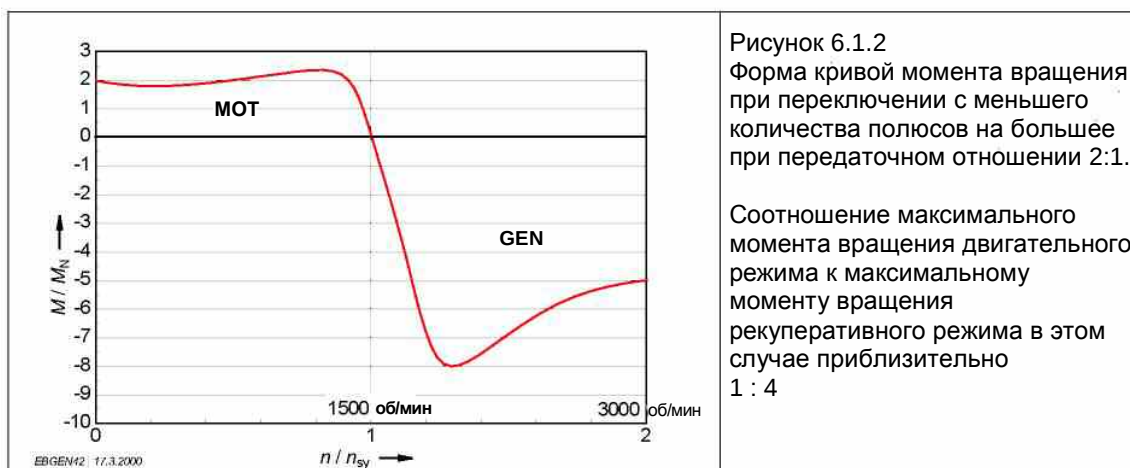
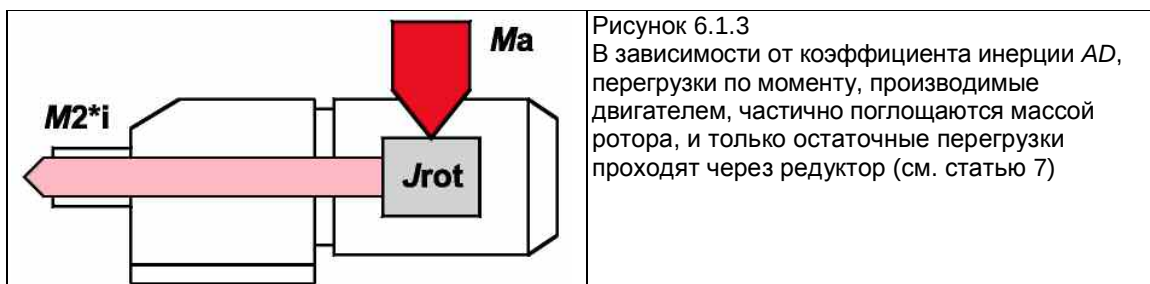


Рисунок 6.1.2
Форма кривой момента вращения при переключении с меньшего количества полюсов на большее при передаточном отношении 2:1.

Соотношение максимального момента вращения двигательного режима к максимальному моменту вращения рекуперативного режима в этом случае приблизительно 1 : 4

Хотя резкое повышение момента вращения, производимое двигателем, иногда намного превосходит номинальный момент вращения, нет необходимости напрямую рассматривать их как «тип нагрузки» при вычислении коэффициента эксплуатации. Если они возникают только время от времени и имеют короткую продолжительность, это означает только, что они оказывают незначительное воздействие на «совокупную нагрузку», критичную при проектировании редуктора. Если, однако, значительная часть этих пусковых моментов (моментов торможения) передаются на *внешний* момент инерции, т.е. они нагружают редуктор, они оцениваются *коэффициентом инерции FI* (статья 7) и *частотой коммутаций* (статья 8).



6.2 Перегрузочный момент, вызванный приводным механизмом

Классификация по типам нагрузки предназначена для того, чтобы учитывать предсказуемое возрастание момента вращения. Это вызвано тем, как обычно работает приводной механизм. Перегрузка такой природы может быть вызвана, например, следующими факторами:

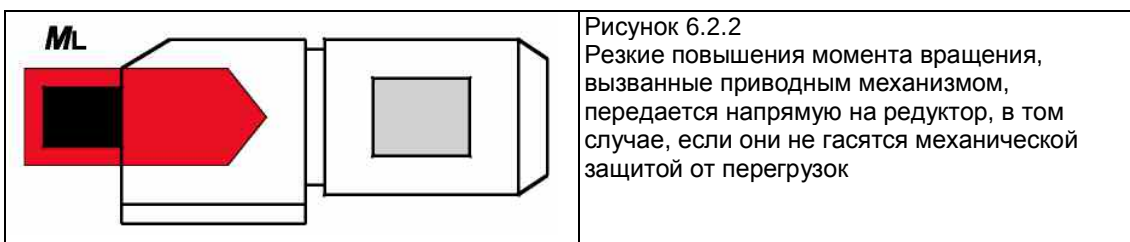
- ☐ потребность в наращивании момента вращения при низкой температуре окружающей среды
- ☐ преодоление начального сопротивления вязкой среды
- ☐ непредусмотренное перемещение чрезмерно тяжёлого негабаритного груза
- ☐ твёрдые включения, встречающиеся при окорке стволов деревьев
- ☐ размельчение твёрдых материалов в дробилке или мешалке

В соответствии с этим определением, перегрузка при типе нагрузки III ограничивается двойной величиной номинального момента вращения – это ограничение вытекает из того, что во внимание принимаются внешние компоненты трансмиссии и конструкция приводного механизма.

Danfoss Bauer использует чёткие предельные значения для типа нагрузки, вместо условий, предполагающих субъективную интерпретацию, отличающиеся от практически всех стандартизованных или сложившихся по определению коэффициента эксплуатации

Тип нагрузки	Описание	Допустимая кратковременна перегрузка
I	Равномерная, без ударной нагрузки	$M/M_N \leq 1$
II	Мягкая ударная нагрузка	$1 < M/M_N \leq 1,6$
III	Тяжёлая ударная нагрузка	$1,6 < M/M_N \leq 2$





Чрезмерная перегрузка, вызванная некорректным использованием, никогда не может быть компенсирована типом нагрузки и соответствующим коэффициентом эксплуатации:

- ☐ блокировка дробилки слишком большими или слишком твёрдыми кусками
- ☐ наезд шасси крана на буфер
- ☐ запуск мешалки со слишком густым составом
- ☐ цепная передача, заблокированная посторонними частицами

Пики момента вращения, возникающие из-за непредвиденной блокировки такого рода, могут быть погашены только механической защитой от перегрузок (фрикционная муфта, гидравлическая муфта, скользящая втулка, предохранительный штифт).

В книге компании Danfoss Bauer «Средства защиты для трёхфазных мотор–редукторов» можно найти полную информацию по данному предмету.

6.3 Тип нагрузки для приводных механизмов

Тип нагрузки для обычных приводных механизмов определяется как стандартами и правилами и нормами (статья 3), так и рекомендациями производителя. Если, например, дробилка или приводной пресс определяется типом нагрузки III, это вполне допустимо. С другой стороны, ленточный конвейер может иметь тип нагрузки I в благоприятных обстоятельствах, но быстро переходить на тип нагрузки III при меняющейся работе, высокой скорости и трансмиссии в результате ослабления цепи.

Классификация в приведённой ниже таблице не должна приниматься «вслепую». Она представляет собой довольно грубый ориентир; критерии, выделяемые компанией Danfoss Bauer, а конкретно – коэффициент инерции, частота коммутаций и компоненты передачи мощности – должны приниматься во внимание при любой окончательной классификации по типам нагрузки.

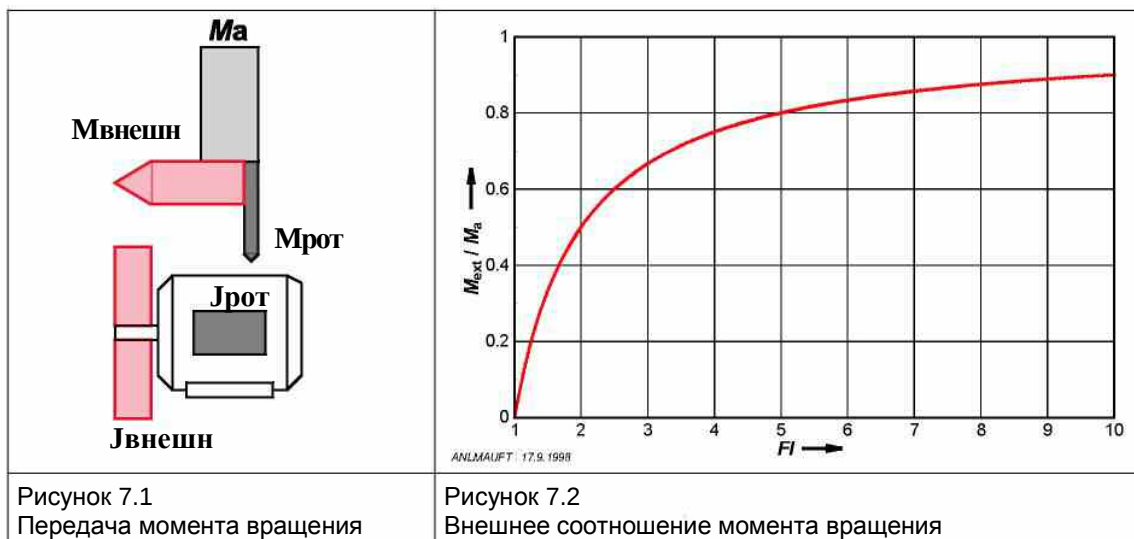
Классификация приводных механизмов (краткое толкование)

СТРОИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ	Тип нагрузки			РЕЗИНОВЫЕ	Тип нагрузки		
Подъёмные механизмы		II		Экструдеры			III
Бетономешалки		II		Валки		II	
Дорожно-строительная техника		II		Месильные машины			III
				Мешалки		II	
ХИМИЧЕСКАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ				Мельницы			III
Охлаждающие барабаны		II					
Мешалки		II		ЛЕСНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ			
Смесители (лёгкий состав)	I			Окорочные барабаны			III
Смесители (густой состав)		II		Строгальные станки		II	
Сушильные барабаны		II		Оборудование для деревообработки	I		
Центрифуги (лёгкие)	I			Пилорамы			III
Центрифуги (heavy)		II					
				КРАНЫ			
КОНВЕЙЕРНЫЕ СИСТЕМЫ				Механизм изменения вылета стрелы	I		
Барабанные конвейеры		II		Перемещающие механизмы			III
Конвейеры			III	Подъёмные механизмы	I		
Конвейеры с цепным приводом		II		Поворотные механизмы		II	
Ленточные конвейеры (нетарный груз)	I			Механизм изменения угла наклона стрелы		II	
Ленточные конвейеры (тарный груз)		II					
Ленточные ковшовые конвейеры		II		ПЛАСТИКОВЫЕ			
Ценные конвейеры		II		Экструдеры		II	
Кольцевые конвейеры		II		Месильные машины		II	
Грузовые подъёмники		II		Мешалки		II	
Ковшовые конвейеры для муки	I			Дробилки		II	
Пассажирские лифты		II					
Пластинчатый конвейер		II		МЕТАЛЛООБРАБОТКА			
Червячный конвейер		II		Листосгибочные станки		II	
Камнедробилки		II		Листоправильные машины			III
Наклонные подъёмные механизмы			III	Ковочные машины			III
Конвейеры со стальной лентой		II		Листоправильные станки			III
Закреплённые погрузчики со стрелой		II		Прессы			III
				Ножницы		II	
НАГНЕТАТЕЛИ И ВЕНТИЛЯТОРЫ				Ковочный пресс			III
Ротационные воздуходувки		II		Пробойники			III
Нагнетатели (аксиальные и радиальные)	I			Приводы трансмиссии, валы в сборе	I		
Вентиляторы градирни		II		Станочные системы (основные)		II	
Вытяжные вентиляторы		II		Станочные системы (дополнительные)	I		

ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ	Тип нагрузки			ЗАВОДЫ	Тип нагрузки		
Наполнительные машины	I			Толстолистные ножницы			III
Тестомешалки		II		Опрокидывающие механизмы		II	
Давилки		II		Формовочные станки			III
Упаковочные автоматы	I			Блюминг - слябинг			III
Машины для резки стеблей сахарного тростника		II		Конвейер дл изложниц			III
Дробилки стеблей сахарного тростника			III	Проволочно-волочильные станы		II	
Измельчители сахарной свёклы		II		Очистка от окалины			III
Моечные аппараты для сахарной свёклы		II		Листовые станы поштучной прокатки			III
				Стан для прокатки жести			III
БУМАГА				Моталки (полосы и провод)		II	
Гауч-прессы			III	Стан холодной прокатки			III
Каландрующие цилиндры			III	Тракторные путеукладчики		II	
Сбивальная машина		II		Заготовочные ножницы			III
Дефибреры			III	Холодильники		II	
Каландеры		II		Грузовые платформы		II	
Папмашина			III	Рольганги (лёгкие)		II	
Дробилки отходов			III	Рольганги (тяжёлые)			III
Вакуумный пресс			III	Роликовые правильные машины		II	
Вакуумные ролики			III	Трубосварочные машины			III
Сушильные цилиндры			III	Обрезные ножницы		II	
				Концевые ножницы			III
СКАЛЫ, ЗЕМЛЯ				Машины непрерывного литья			III
Дробилки			III	Роликовые регулировщики		II	
Вращающиеся печи			III	Сдвигающие устройства			III
Кузницы			III				
Бурильщики скважин			III	ПРАЧЕЧНАЯ			
Ударные мельницы			III	Барабана сушилка		II	
Кирпичный пресс			III	Стиральные машины		II	
ТЕКСТИЛЬ				ОБРАБОТКА ВОДЫ			
Намотка катушек		II		Роторные азраторы		II	
Набивка и окраска		II		Шнекобурильная машина		II	
Дубильные чаны		II					
Измельчители		II					
Ткацкие станки		II					

7 Момент инерции

Пусковой момент, обозначенный M_a на графике 6.1.1, развиваемый двигателем распределяется по массе линейно. Это соответствие с физическими законами важно для оценки нагрузки **редукторов**



Инертность массы, присутствующая в системе выражается как «коэффициент инерции FI » в соответствии со стандартом:

$FI = \frac{J_{ext} + J_{rot}}{J_{rot}}$	FI - Коэффициент инерции J_{ext} - Внешний момент инерции J_{rot} - Момент инерции ротора
Некоторые производители используют «коэффициент ускорения» определяемый следующим образом:	
$FB = \frac{J_{ext}}{J_{rot}} = FI - 1$	FB - Коэффициент ускорения J_{ext} - Внешний момент инерции J_{rot} - Момент инерции ротора

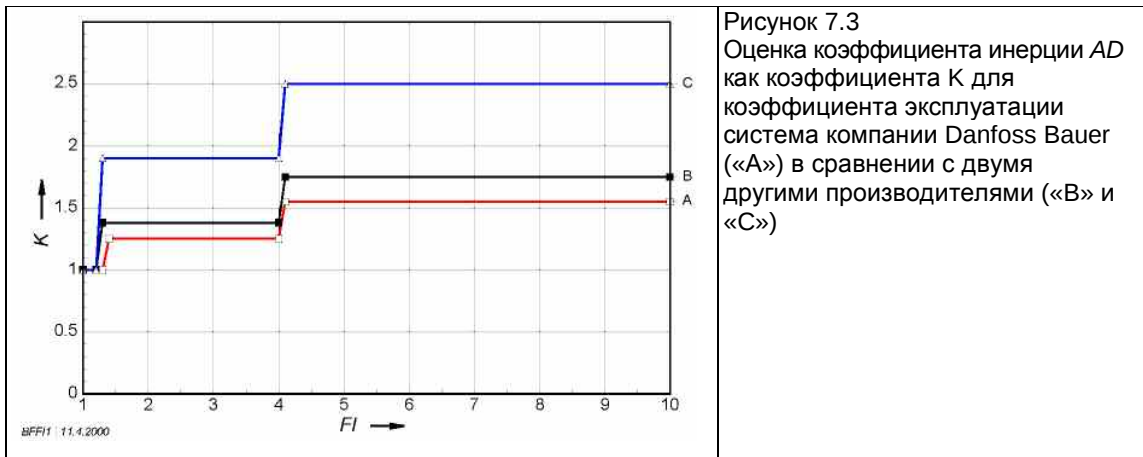
Часть пускового момента, передающаяся по системе, показана на графике 7.2; рассчитывается из следующего соотношения:

$$\frac{M_{внешн}}{M_a} = \frac{J_{внешн}}{\sum J} = \frac{J_{рот}FI - 1}{J_{рот}FI} = FI - 1$$

Этот расчёт объясняет, почему коэффициент инерции FI играет важную роль в определении «типа нагрузки». Следующие факторы являются решающими в определении коэффициента эксплуатации для редукторов компании Danfoss Bauer:

Тип нагрузки	I	II	III
Коэффициент инерции	$FI \leq 1,3$	$1,3 < FI \leq 4$	$FI > 4$
Нагрузка редуктора как часть от M_a	$< 0,23 M_a$	$0,23 - 0,75 M_a$	$> 0,75 M_a$
как часть от M_N (прибл.)	$< 0,5 M_N$	$0,5 - 1,5 M_N$	$> 1,5 M_N$

Не существует определённых правил оценки моментов инерции в системе касательно коэффициента эксплуатации; важную роль играют значения, полученные эмпирическим путём. Сопоставление на графике 7.3 показывает, что производители «В» и «С» придают большее значение воздействию момента инерции на свои системы для коэффициента эксплуатации, чем это делает компания Danfoss Bauer (линия «А»)



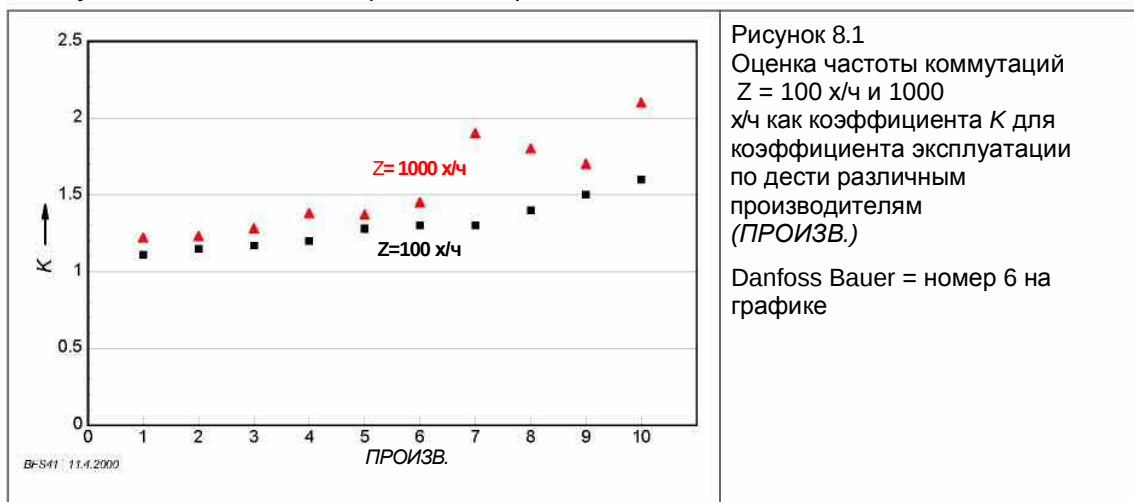
8 Частота коммутаций

В дополнение к уровню пускового момента, проходящего через редуктор, частота пусков, т.е. частота коммутаций является важным показателем для определения типа нагрузки.

При 1000 х/ч (число пусков повторно-кратковременном режиме в час) со временем разгона 1 сек., редуктор находится под воздействием повышенного момента вращения в течение 1000 сек. за период времени в один час, т.е., почти 30 % времени. Однако, тот факт, что любое увеличение скорости может приводить к динамическому максимальному увеличению момента вращения, которое тяжело определить с помощью вычисления, может показаться более важным, чем это время нагрузки, которое можно определить путём вычислений.

Влияние частоты коммутаций на коэффициент эксплуатации, тем не менее, обычно оценивается эмпирически и отличается в зависимости от производителя, если вообще присутствует.

Рисунок 8.1 показывает, как изменяется коэффициент эксплуатации при 100 или 1000 коммутаций в час для десяти различных производителей.



Коэффициент эксплуатации в зависимости от частоты коммутаций для компании Danfoss Bauer при $t_d > 8$ х/д и типе нагрузки I:

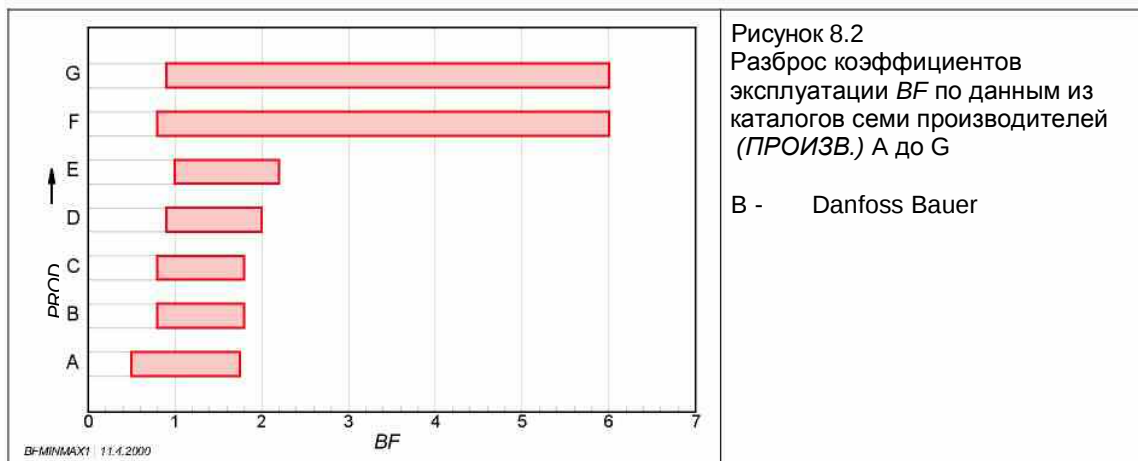
Частота коммутаций Z (х/ч)	$1 < Z \leq 100$	$100 < Z \leq 1000$	$1000 < Z$
Коэффициент эксплуатации f_B	1,3	1,45	1,5

Существует веская причина для относительно высокой оценки влияния малой частоты коммутаций и среднего значения дополнительного увеличения для большой частоты коммутаций:

Неверно подобранные компоненты трансмиссии с люфтом (цепи, зубчатые муфты) могут генерировать значительный пиковый момент вращения при повторно-кратковременном режиме. (См. Статьи 9 и 10). Порядок возрастания этих нагрузок может приближаться к пределу сопротивления на излом. По этой причине значительное увеличение коэффициента эксплуатации необходимо с точки зрения безопасности даже при низкой частоте коммутаций. При этих мерах безопасности, мало, что ещё можно сделать в отношении предела усталости при очень высоких уровнях переменной нагрузки.

Как бы то ни было, кажется, более приемлемым попытаться «ослабить» влияние частоты коммутаций, выбрав компоненты передачи энергии в соответствии со статьёй 9 вместо того, чтобы существенно повышать значение коэффициента эксплуатации (т.е. размеры редуктора).

Более того, редуктор, который был увеличен в размерах из-за типа нагрузки, не требует полноценного повышения коэффициента из-за частых пусков. Рассматривая вопрос с этой стороны, мы подходим к естественному верхнему пределу коэффициента эксплуатации при приблизительном значении показателя - 2. Практика некоторых производителей, учитывающих все факторы последовательно с коэффициентом эксплуатации, в итоге достигающим шести, возможно кажется верным с точки зрения математики, но не рационально с технической точки зрения.



9 Передающие устройства

Влияние передающих устройств играет для компании Danfoss Bauer более значительную роль, чем принятые системы определения коэффициента эксплуатации. Этот раздел, так или иначе, связан только с фундаментальными характеристиками приводных элементов, таких как муфты, тяговые элементы и зубчатые шестерни.

9.1 Амортизация

Высокоупругие сцепные муфты валов могут сократить динамически генерируемое максимальное значение момента вращения. Если муфта исключает любой люфт по конструкционным причинам, она идеально подходит под классификацию по «типу нагрузки I» **-особенно при повторно-кратковременном режиме.**

Если упругие элементы допускают высокую степень деформации, они могут поглотить энергию ротора двигателя и, даже, дублировать работу фрикционной муфты. Рисунок 9.1.1 показывает максимальное значение момента вращения, поглощаемого моментной ступицей и записанной на плоттере для закалённой стали при штамповке. Высокоупругие сцепные резиновые муфты, при иных постоянных условиях, позволяют сократить максимальное значение момента вращения так, как показано на Рисунке 9.1.2.

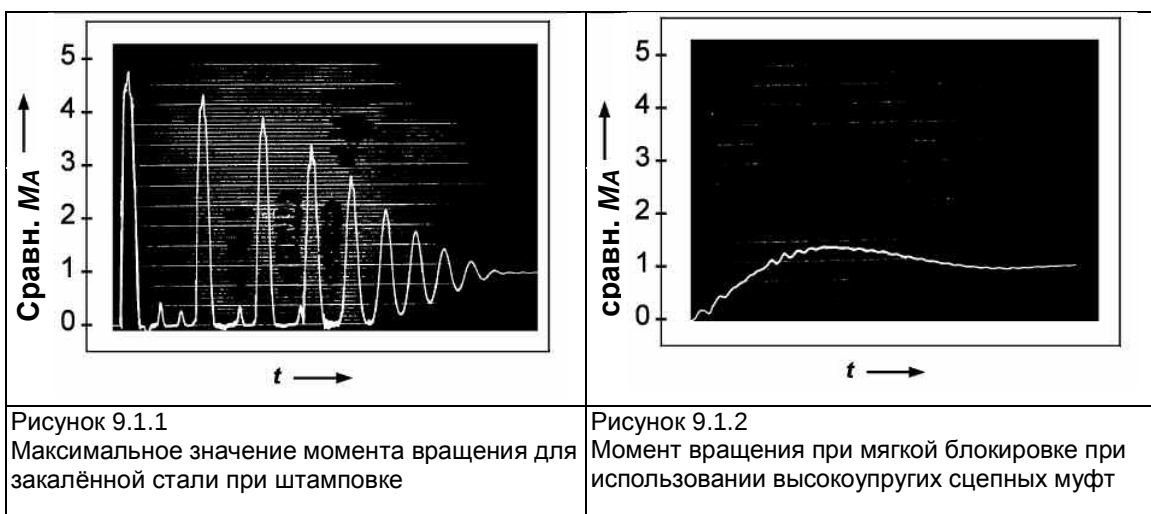
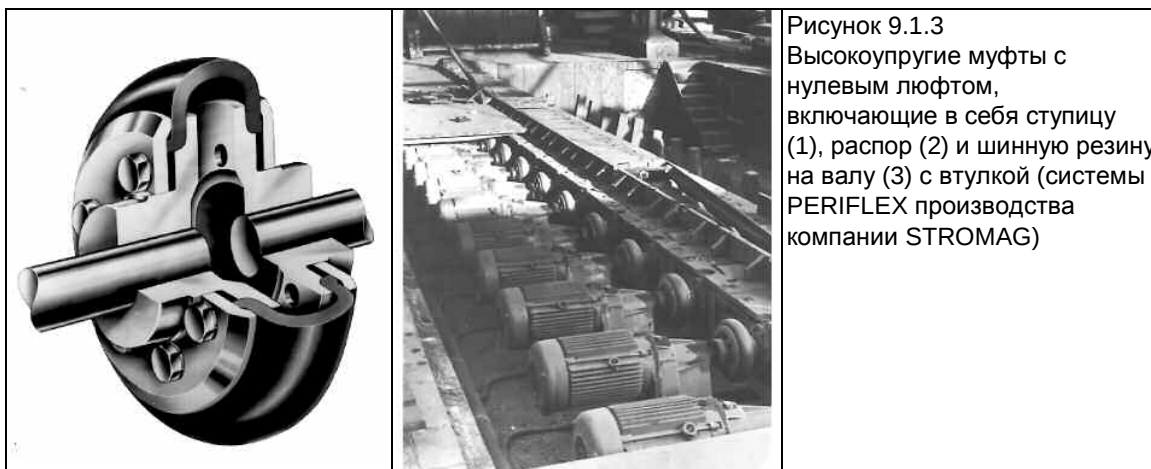


Рисунок 9.1.3 показывает принцип и применение высокоупругих сцепных муфт, которые используют шинную резину в качестве передающего устройства.



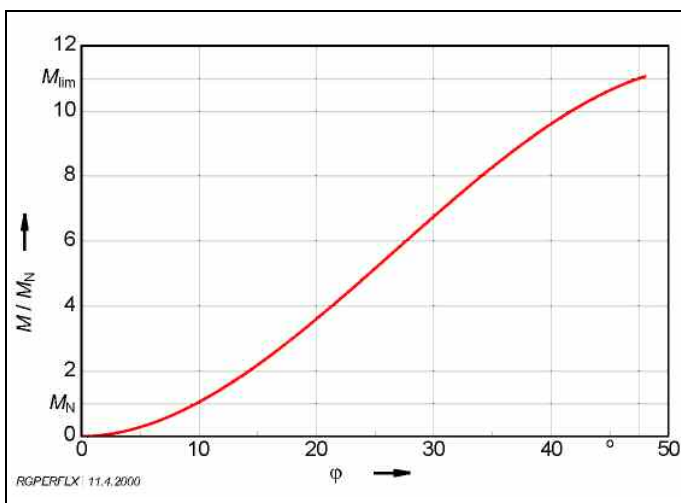


Рисунок 9.1.4
Типичная характеристика скручивания
Высокоупругой резиновой муфты (системы PERIFLEX производства компании STROMAG), торсионный изгиб φ как функция момента вращения M к потере $M_{пред}$

График на рисунке 9.1.4 является репрезентативным для такого вида муфт и показывает, что до срабатывания покрытия из шинной резины может возникать высокий уровень деформации скручивания. При этих условиях сокращается максимальное значение момента вращения. Если, в случае аварии, муфта принимает на себя функции предохранительного штифта или муфты скольжения, потеря шинной части кажется ничтожной, по сравнению с поломкой, которая произошла бы в ином случае с редуктором или приводным механизмом. Как показано на рисунке 9.1.5 шина легко заменяется без демонтажа привода или приводного механизма.

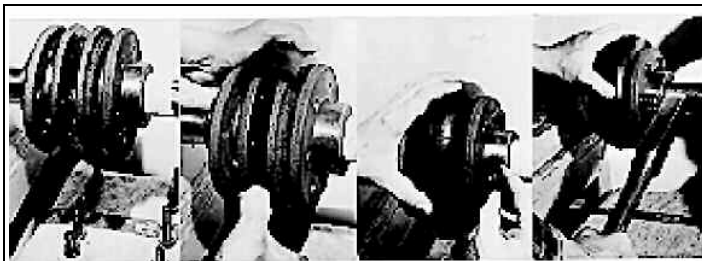


Рисунок 9.1.5
Замена высокоупругой шины на муфте PERIFLEX

Амортизационный эффект высокоупругой шины можно объяснить следующей зависимостью: Энергия вращения ротора электродвигателя преобразуется в работу деформации при блокировке ротора

$W = \frac{J_{rot} \cdot \omega^2}{2} = \frac{M_{max} \cdot \varphi}{2}$	W	-	Работа (энергия)
	J_{rot}	-	Момент инерции ротора
	ω	-	Угловая скорость ротора
	M_{max}	-	Макс. шок-момент при упругой деформации кручения
	φ	-	угол изгиба упругой деформации кручения

Так как работа W (и, следовательно, область «типа нагрузки» на рисунке 9.1.6) постоянна, максимальный шоковый момент $M_{\text{макс}}$ тем ниже, чем выше значение угла изгиба при деформации кручения φ .

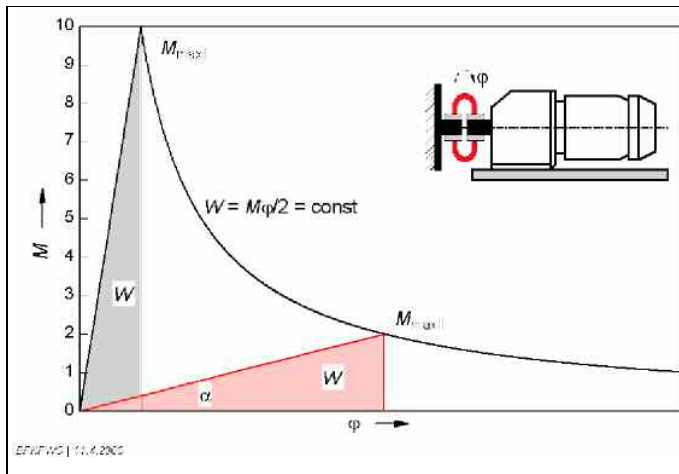


Рис. 9.1.6
Максимальный шоковый момент ($M_{\text{макс}}$) как функция упругой деформации муфты (φ) с различной торсионной устойчивостью ($\tan \alpha$) при поглощении заданного количества кинетической энергии (W)

Примеры типом муфт с относительно высокой степенью упругой деформации:

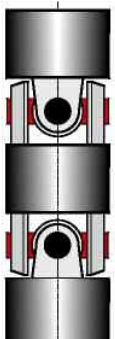
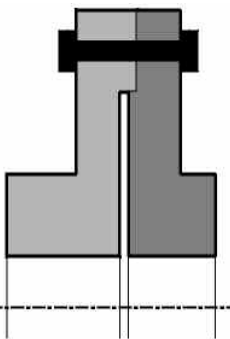
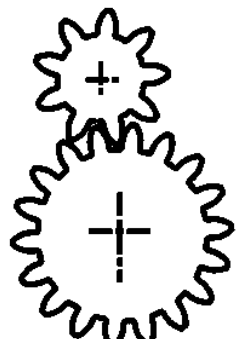
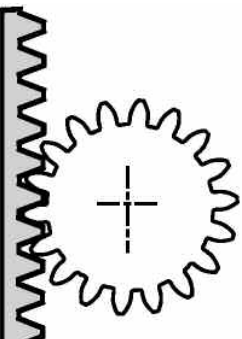
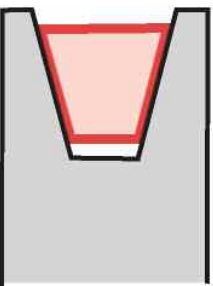
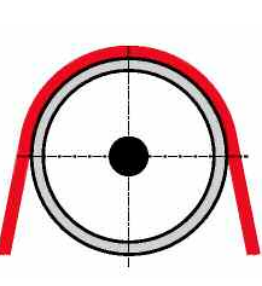
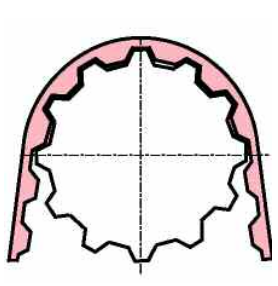
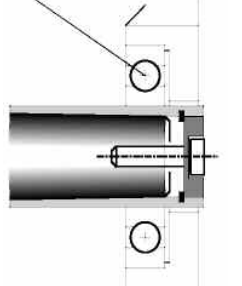
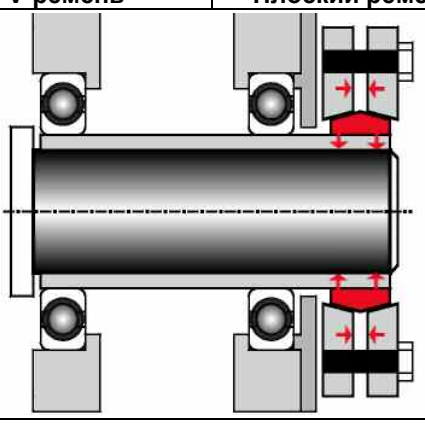
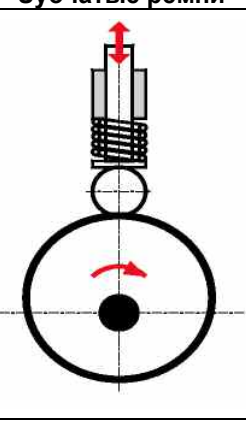
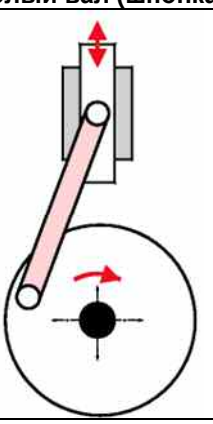
Резиновые покрышки	Резиновый валик	Цилиндрические винтовые рессоры	Червячная пружина

9.2 Нейтральность к ударам

Передаточные элементы, ведут себя «ударно-нейтрально» если динамические крутящие удары только слегка гасятся и, если есть достаточный **свободный ход**, что не подразумевает мёртвого хода и, т.о., не вызывает появления дополнительного максимального момента вращения. Под эту категорию попадают следующие элементы:

- ☐ Муфты с малым люфтом или без люфта
- ☐ Редукторы с зубчатой передачей
- ☐ Фрикционные элементы тяги (клиновидные приводные ремни, плоские ремни)
- ☐ Зубчатые приводные ремни
- ☐ Полые валы с шайбовым или шпоночным соединением
- ☐ Кривошипный или эксцентриковый привод

Примеры ударно-нейтральных передающих устройств:

			
Карданный вал	Дисковая муфта	Зубчатые шестерни	Механизм реечной передачи
			
V-ремень	Плоский ремень	Зубчатые ремни	Полый вал (шпонка)
			
Полый вал (шайба с прессовой посадкой)	Эксцентрик	Кривошип	

9.3 Усиление удара

Передающие устройства могут усиливать удары, если их *угловой зазор* достаточно велик, то значительная разница в скоростях может существовать между приводным и приводящим валами. Редукторы увеличивают мёртвый ход. Передающие устройства, хорошо зарекомендовавшие себя в работе с высокоскоростными прямыми приводами (т.е. насосами, вентиляторами и т.д.) должны, тем не менее, оцениваться иначе в комбинации с мотор-редукторами.

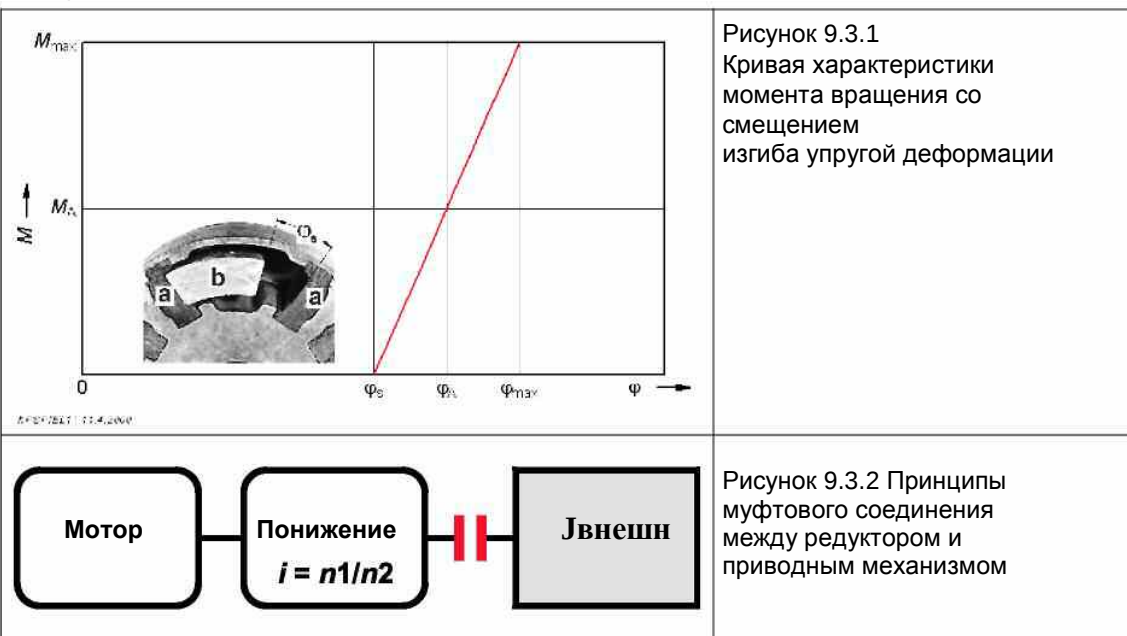
Передающие устройства, соединяющие выходной вал мотор-редуктора и ведущий вал приводного механизма, должны тщательно подбираться для повторно-кратковременного режима.

При продолжительной работе при вращении в одном направлении, передающие элементы постоянно находятся в контакте, т.ч. никакие дополнительные силы, кроме момента вращения привода не действуют.

Однако, мёртвый ход, обычно возникающий при использовании большого количества передающих устройств при повторно-кратковременном режиме (т.е. провисание цепи или люфт муфты) является весьма разрушительным.

Кривая характеристики момента вращения на рисунке 9.3.1 показывает торсионное смещение φ_s , возникающее при каждой коммутации до момента сцепления передаточных компонентов. Изгиб упругой деформации φ зависит от момента вращения M .

Необходимо заметить, что относительно низкий уровень внешнего люфта на валу ротора, умноженный на передаточное отношение i , увеличивается на выходном валу редуктора (см. 9.3.2).

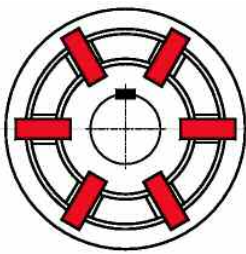
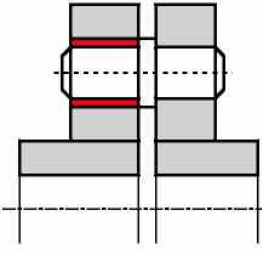
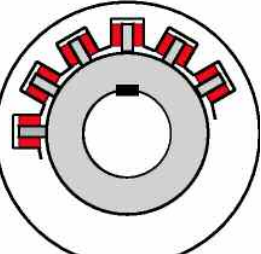
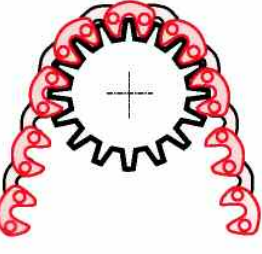
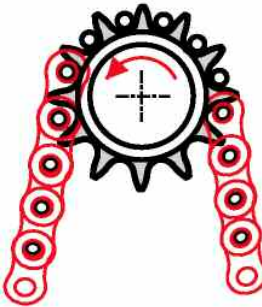


Если торсионное смещение φ_s , т.е. мёртвый ход, - это величина того же порядка, что и холостой разгон выходного вала φ_{a02} , как описано в главе 10.2, привод может достигнуть максимальной скорости до того, как механизм начнёт движение.

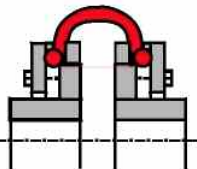
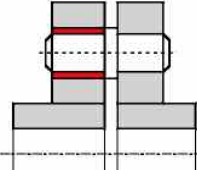
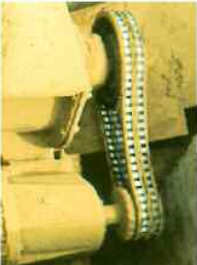
Если происходит резкое сцепление передающих средств, могут возникнуть неконтролируемые большие инерционные силы, намного превосходящие момент вращения, производимый приводом, поскольку они зависят только от упругости передающих устройств.

Мёртвый ход, возникающий при ударной скорости, и возникающий уровень пиков максимального момента вращения детально описывается в главе 10.

Примеры передающих устройств с разрушительным торсионным смещением при повторно-кратковременном режиме:

			
Кулачковая муфта	Втулочно-пальцевая буферная муфта	Муфта с упорными пальцами	Цепная соединительная муфта (открытая цепь)
			
Зубчатая цепь	Роликовая цепь	Обычный провис цепи	

9.4 Краткая оценка ударных нагрузок

Тип нагрузки	Критерии	Примеры передающих устройств
I	Равномерная ударная нагрузка $AD < 1.3$ $M/M_N < 1$ Передающие устройства амортизирующие $\varphi_N > 5^\circ$	
II	Мягкая ударная нагрузка $1.3 < AD < 4$ $1 < M/M_N < 1.6$ Передающие устройства ударно-нейтральные $\varphi_N < 5^\circ$	
III	Тяжелая ударная нагрузка $AD > 4$ $1.6 < M/M_N < 2$ Передающие устройства усиливающие удары (т.е. муфты, цепи с провисанием)	

10 Шоковый момент при свободном ходе в трансмиссии

Трёхфазные асинхронные двигатели быстро разгоняются до номинальной скорости, особенно при холостом пуске. Даже небольшой свободный ход в трансмиссии, умноженный на передаточное отношение редуктора, обеспечивает свободный ход, необходимый для «запуска без нагрузки». В зависимости от жёсткости остановки, *максимальный момент вращения может достигать значений, до 18-ти раз превосходящих нормальный момент вращения.*

10.1 Время разгона трёхфазного асинхронного двигателя при холостом пуске

Похожая зависимость применяется ко времени набора скорости относительно характеристики момента вращения, показанных на рисунке 6.1.1.

$t_a = \frac{J \cdot n}{9,55 \cdot M_a}$	t_a -	Времени набора скорости в сек
	J -	Момент инерции массы в кг/м ²
	n -	Скорость в об/мин
	M_a -	Пусковой момент

Обычный трёхфазный асинхронный двигатель достигает полной скорости в течение долей секунды при холостом пуске, т.е. запуске без нагрузки и без внешних моментов инерции. Типичные значения времени разгона без нагрузки для стандартных мотор–редукторов даны на рисунке 10.1.

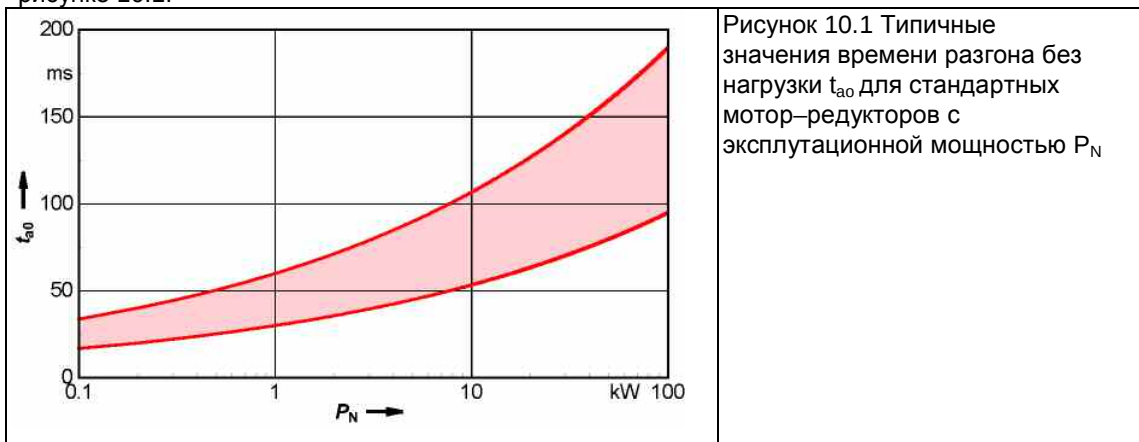


Рисунок 10.1 Типичные значения времени разгона без нагрузки t_{a0} для стандартных мотор–редукторов с эксплуатационной мощностью P_N

10.2 Холостой пуск трёхфазного асинхронного двигателя

Ротору трёхфазного асинхронного двигателя требуется исключительного малое время для достижения полной скорости при запуске на холостом ходу; большинство мотор-редукторов делают менее одного оборота ротора во время фазы разгона. При постоянном угловом ускорении, т.е. постоянно возрастающей скорости от 0 до n_1 , применяются следующие формулы:

$\varphi_{a01} = \frac{\omega_1 \cdot t_{a0}}{2} = 3 \cdot n_1 \cdot t_{a0}$	φ_{a01} - Холостой разгон вала ротора в °
	ω_1 - Угловая скорость ротора в °/сек $(1^\circ/\text{с} = \frac{\pi}{180} \text{ rad/s}; \quad 1 \text{ rad/s} = 57,4^\circ/\text{с})$
	n_1 - Скорость ротора в об/мин
	t_{a0} - Время холостого разгона в соответствии с 9.3.1

Типичные значения для холостого разгона ротора стандартных мотор-редукторов даны на рисунке 10.2.

Ниже описан холостой разгон выходного вала

$\varphi_{a02} = \frac{\varphi_{a01}}{i} = \varphi_{a01} \cdot \frac{n_2}{n_1}$	n_2 - Скорость выходного вала в об/мин
	φ_{a02} - Холостой разгон ведущего вала в °

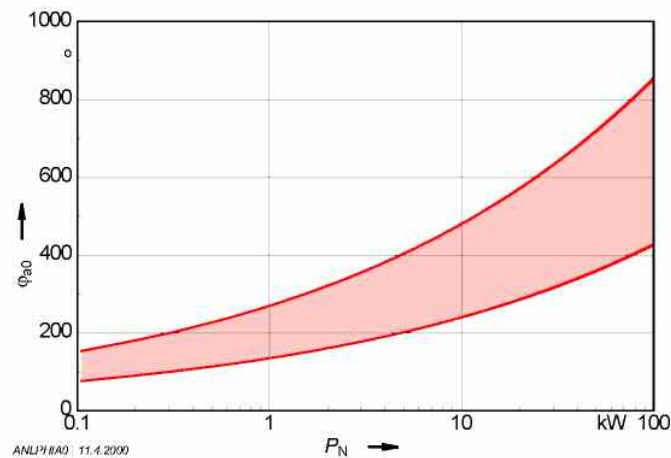


Рисунок 10.2
Типичные значения холостого разгона φ_{a01} стандартных мотор-редукторов относительно вала ротора

Примерно от 5 до 15° свободного хода требуется выходному валу для передаточного отношения = 30 (для скорости выходного вала примерно 50 об/мин) для обеспечения холостого запуска двигателя, даже если мотор-редуктор находится под нагрузкой. Такой «мёртвый ход» характерен для цепных приводов и, так же, к сожалению, для некоторых типов с непосредственным соединением, особенно с длительным сроком эксплуатации.

10.3 Результаты испытаний

Для записи максимального момента вращения использовали очень сложную измерительную методику:

Существует 2 метода измерений: разместить на месте тензорный датчик и соединить с контактным кольцом или отсоединить вал на вторичной стороне редуктора для того, чтобы можно было установить измерительную втулку. Следующие измерения проводились при помощи последнего метода.

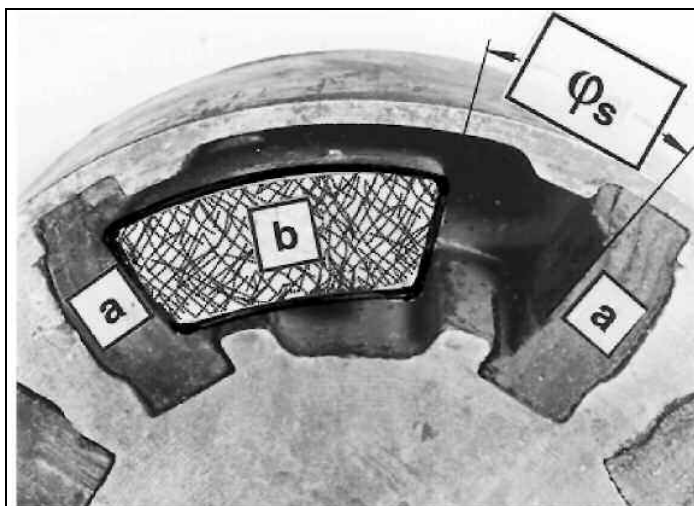


Рисунок 10.3.1
Значительно возросший угловой зазор φ_s муфты с кожаной обжимкой (а) зажатой на обратном ходу кулачками (b) ($9s > 20^\circ$)

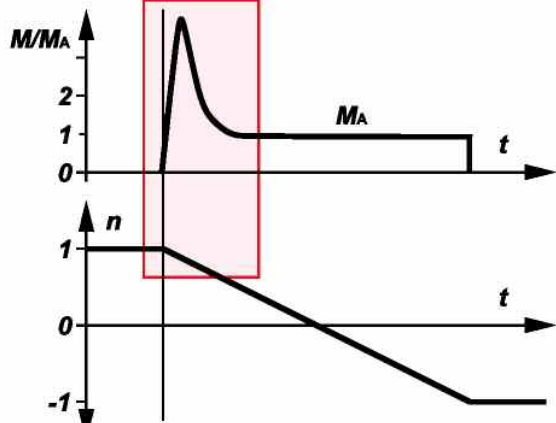
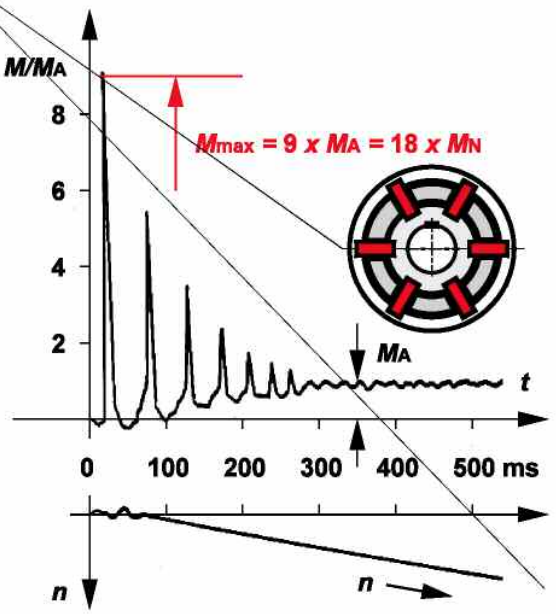
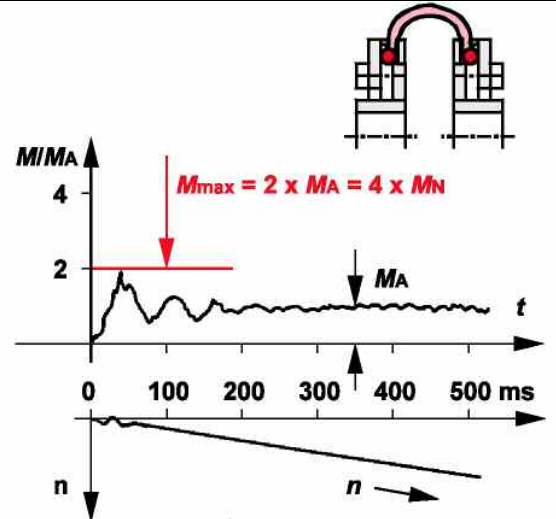
Осциллограммы максимального момента вращения, показанные на рисунках 10.3.5 и 10.3.6 были получены при реверсивной операции, как показано на рисунке 10.3.2. Попытка измерить количество тепловой нагрузки мотор-редуктора роликового стола была прекращена почти сразу же, так как выходной вал диаметром 60 мм не мог справиться с максимальным моментом вращения, вырабатываемым муфтой с люфтом. При установке высокоупругой муфты с нулевым люфтом (как показано на рисунке 9.1.3) появилась возможность завершить испытания, как на последовательность нагрева, так и на срок службы при более чем 23 миллионах реверсивных операций. **Это должно прояснить, почему оценка передающих элементов имеет такое важное значение для коэффициентов эксплуатации компании Danfoss Bauer.**



Рисунок 10.3.2
Реверсивные операции, определяющие термическую и механическую пригодность мотор-редуктора роликового стола



Рисунок 10.3.3
Интенсивное разрушение при кручении вала диаметром 60 мм из-за максимального момента вращения, вызванного использованием неподходящей муфты с наличием люфта

	Рисунок 10.3.4 График реверсивной работы Выделенный раздел представлен на осциллограммах 10.3.5 и 10.3.6 посредством прямой записи максимального момента вращения M (использовалась измерительная втулка) и скорости n (тахометр) за время t с помощью координатного плоттера
	Рисунок 10.3.5 Максимальный момент вращения создаваемый кинетической энергией ($M_{\text{макс}}$) в сравнении с предельным моментом вращения (M_A), развиваемым двигателем для реверсивной операции с кулачковой муфтой с люфтом, как показано на рисунке 10.3.1
	Рисунок 10.3.6 Максимальный момент вращения создаваемый кинетической энергией ($M_{\text{макс}}$) в сравнении с предельным моментом вращения (M_A), развиваемым двигателем при использовании высокоупругой сцепной муфты с шиной и нулевым люфтом (см. рисунок 9.1.3)

11 Коэффициенты эксплуатации компании Danfoss Bauer для мотор-редукторов серии BG, BF и BK

Данные критерии выбора коэффициентов эксплуатации даны в каталоге для мотор-редукторов серии B2000:

11.1 Продолжительный режим работы $Z \leq 1$ х/ч

Коэффициент f_1 для типа нагрузки и времени работы

Тип нагрузки	Время работы в день t_d		
	$4 \text{ ч} < t_d \leq 8 \text{ ч}$	$8 \text{ ч} < t_d \leq 16 \text{ ч}$	$16 \text{ ч} < t_d \leq 24 \text{ ч}$
I	0,8	1,0	1,2
II	1,05	1,25	1,45
III	1,45	1,55	1,7

11.2 Повторно-кратковременный режим

11.2.1 Коэффициент f_2 для типа нагрузки и частоты коммутаций при односменной работе $t_d \leq 8$ ч/д

Тип нагрузки	Частота коммутаций Z в час		
	$1 \text{ х/ч} < Z \leq 100 \text{ х/ч}$	$100 \text{ х/ч} < Z \leq 1.000 \text{ х/ч}$	$1.000 \text{ х/ч} < Z$
I	0,95	1,1	1,15
II	1,2	1,35	1,4
III	1,55	1,6	1,6

11.2.2 Коэффициент f_2 для типа нагрузки и частоты коммутаций при многосменной работе $t_d > 8$ ч/д

Тип нагрузки	Частота коммутаций Z в час		
	$1 \text{ х/ч} < Z \leq 100 \text{ х/ч}$	$100 \text{ х/ч} < Z \leq 1.000 \text{ х/ч}$	$1.000 \text{ х/ч} < Z$
I	1,3	1,45	1,5
II	1,5	1,6	1,65
III	1,75	1,8	1,8

11.3 Общий коэффициент эксплуатации

Общий коэффициент эксплуатации $f=f_1$
или $f=f_2$

Пример: Тип нагрузки II при $Z=100$ х/ч и многосменной работе дают коэффициент эксплуатации $f=f_2=1.5$.

11.4 Определение типов нагрузки

Тип нагрузки I:

Равномерная, без ударной нагрузки

Должны выполняться следующие условия:

$$FI \leq 1.3$$

$$M/M_N \leq 1$$

Дополнительное условие, особенно для повторно-кратковременного режима:

Передающие средства амортизируют удары

(т.е. высокоупругие муфты с нулевым люфтом, $\varphi_N > 5^\circ$)

Тип нагрузки II:

Мягкая ударная нагрузка

Должно выполняться как минимум одно из следующих условий:

$$1.3 < FI \leq 4$$

$$1 < M/M_N \leq 1.6$$

Передающие средства не амортизируют удары

(т.е. зубчатые шестерни, упругие муфты с нулевым люфтом с $\varphi_N < 5^\circ$ или некомпенсирующие жёсткие муфты)

Тип нагрузки III:

Тяжёлая ударная нагрузка

Должно выполняться как минимум одно из следующих условий:

$$FI > 4$$

$$1.6 < M/M_N \leq 2$$

Передающие средства усиливают удары

(т.е. муфты с люфтом и цепной привод)

11.5 Пояснение сокращений

Z	-	Частота коммутаций (х/ч)
t_d	-	Время работы в часах в день (ч/д)
FI	-	Коэффициент инерции
M/M_N	-	Относительный ударный момент по отношению к номинальному моменту вращения
φ_N	-	Угол кручения упругой муфты при номинальном моменте вращения.

12 Коэффициенты эксплуатации компании Danfoss Bauer для червячных мотор-редукторов серии BS

Данные критерии выбора коэффициентов эксплуатации даны в каталоге для мотор-редукторов серии B2000:

12.1 Продолжительный режим работы $Z \leq 1$ х/д

Коэффициент f_1 для типа нагрузки и времени работы

Тип нагрузки	Время работы в день t_d					
	$t_d < 10$ мин	$t_d < 1$ ч	$1 \text{ ч} < t_d < 4 \text{ ч}$	$4 \text{ ч} < t_d < 8 \text{ ч}$	$8 \text{ ч} < t_d < 16 \text{ ч}$	$16 \text{ ч} < t_d < 24 \text{ ч}$
I	0,7	0,8	0,9	1,0	1,25	1,4
II	0,9	1,0	1,12	1,25	1,6	1,8
III	1,25	1,4	1,6	1,8	2,2	2,5

12.2 Повторно-кратковременный режим

12.2.1 Коэффициент f_2 для типа нагрузки и частоты коммутаций при односменной работе $t_d < 8$ ч/д

Тип нагрузки	Частота коммутаций Z в день		
	$1 \text{ х/д} < Z < 100 \text{ х/д}$	$100 \text{ х/д} < Z < 1,000 \text{ х/д}$	$1,000 \text{ х/д} < Z$
I	1,25	1,4	1,6
II	1,6	1,8	2,0
III	1,8	2,0	2,2

12.2.2 Коэффициент f_2 для типа нагрузки и частоты коммутаций при многосменной работе $t_d > 8$ ч/д

Тип нагрузки	Частота коммутаций Z в час		
	$1 \text{ х/ч} < Z < 100 \text{ х/ч}$	$100 \text{ х/ч} < Z < 1,000 \text{ х/ч}$	$1,000 \text{ х/ч} < Z$
I	1,4	1,6	1,8
II	1,8	2,0	2,2
III	2,0	2,2	2,5

12.3 Температура окружающей среды

Коэффициент f_3 для изменения температуры окружающей среды

UT (°C)	-10 до +25	> 25	>30	> 35	> 40	> 45	> 50	> 55
f_3	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	По запросу

12.4 Общий коэффициент эксплуатации

Общий коэффициент эксплуатации $f = f_1$ или f_2

Более высокие показатели применяются, если надо применить оба фактора для смешанного режима работы

Однако, как минимум f_3 при рабочем времени > 1 ч.

12.5 Определение типа нагрузки

Тип нагрузки I:

Равномерная, без ударной нагрузки

Должны выполняться следующие условия:

$$FI \leq 1.3$$

$$M/M_N \leq 1$$

Дополнительное условие, особенно для повторно-кратковременного режима:

Передающие средства амортизируют удары

(т.е. высокоупругие муфты с нулевым люфтом, $\varphi_N > 5^\circ$)

Тип нагрузки II:

Мягкая ударная нагрузка

Должно выполняться как минимум одно из следующих условий:

$$1.3 < FI \leq 4$$

$$1 < M/M_N \leq 1.6$$

Передающие средства не амортизируют удары

(т.е. зубчатые шестерни, упругие муфты с нулевым люфтом с $\varphi_N < 5^\circ$ или некомпенсирующие жёсткие муфты)

Тип нагрузки III:

Тяжёлая ударная нагрузка

Должно выполняться как минимум одно из следующих условий:

$$FI > 4$$

$$1.6 < M/M_N \leq 2$$

Передающие средства усиливают удары

(т.е. муфты с люфтом и цепной привод)

12.6 Пояснение сокращений

Z	-	Частота коммутаций (х/ч)
t_d	-	Время работы в часах в день (ч/д)
FI	-	Коэффициент инерции
M/M_N	-	Относительный ударный момент по отношению к номинальному моменту вращения
φ_N	-	Угол кручения упругой муфты при номинальном моменте вращения.

13 Примеры применения

13.1 Ленточный конвейер с постоянной равномерной нагрузкой

Нет ударной нагрузки, вызванной $M/M_N \leq 1$
режимом работы
Малый коэффициент инерции $FI \leq 1.3$
Время работы в день $t_d = 6$ ч непрерывно
Коническая зубчатая передача,
смонтированная на валу
Классификация в соответствии с главой 11.1:
Длительна работа без частых коммутаций
Тип нагрузки II (ударно-нейтральная передача)
Коэффициент эксплуатации 0.8



13.2 Конвейер с паллетами с цикличной работой

Частота коммутаций $Z = 200$ х/ч
Односменная работа $t_d = 8$ ч/д
Мягкие ударные нагрузки $M/M_N = 1.3$
Малый коэффициент инерции $FI = 1.25$
Цепной привод (с усилением удара)
Геликоидальная передача
Классификация в соответствии с главой 11.2:
Повторно-кратковременный режим при односменной работе
Тип нагрузки III (тяжелая ударная нагрузка)
Коэффициент эксплуатации 1.6



13.3 Конвейер с паллетами с цикличной работой

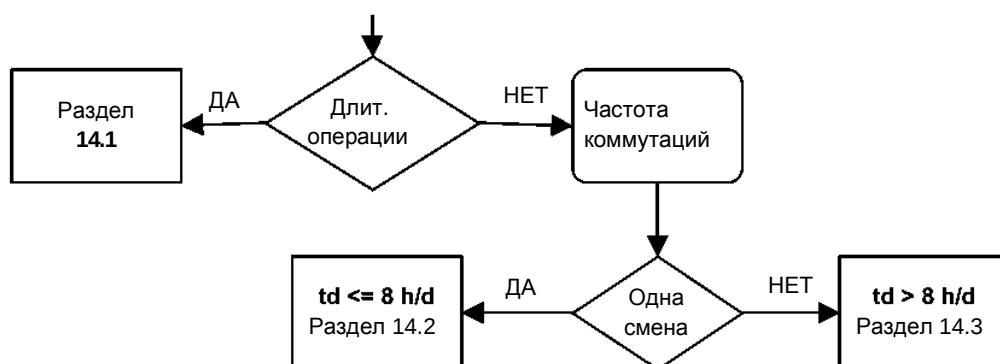
Режим привода как в пункте 13.2, но с использованием зубчатой ременной передачи (ударно-нейтральная)
Классификация в соответствии со статьей 11.2:
Тип нагрузки II (ударно-нейтральная передача)
Коэффициент эксплуатации 1.35

13.4 Вентилятор градирни

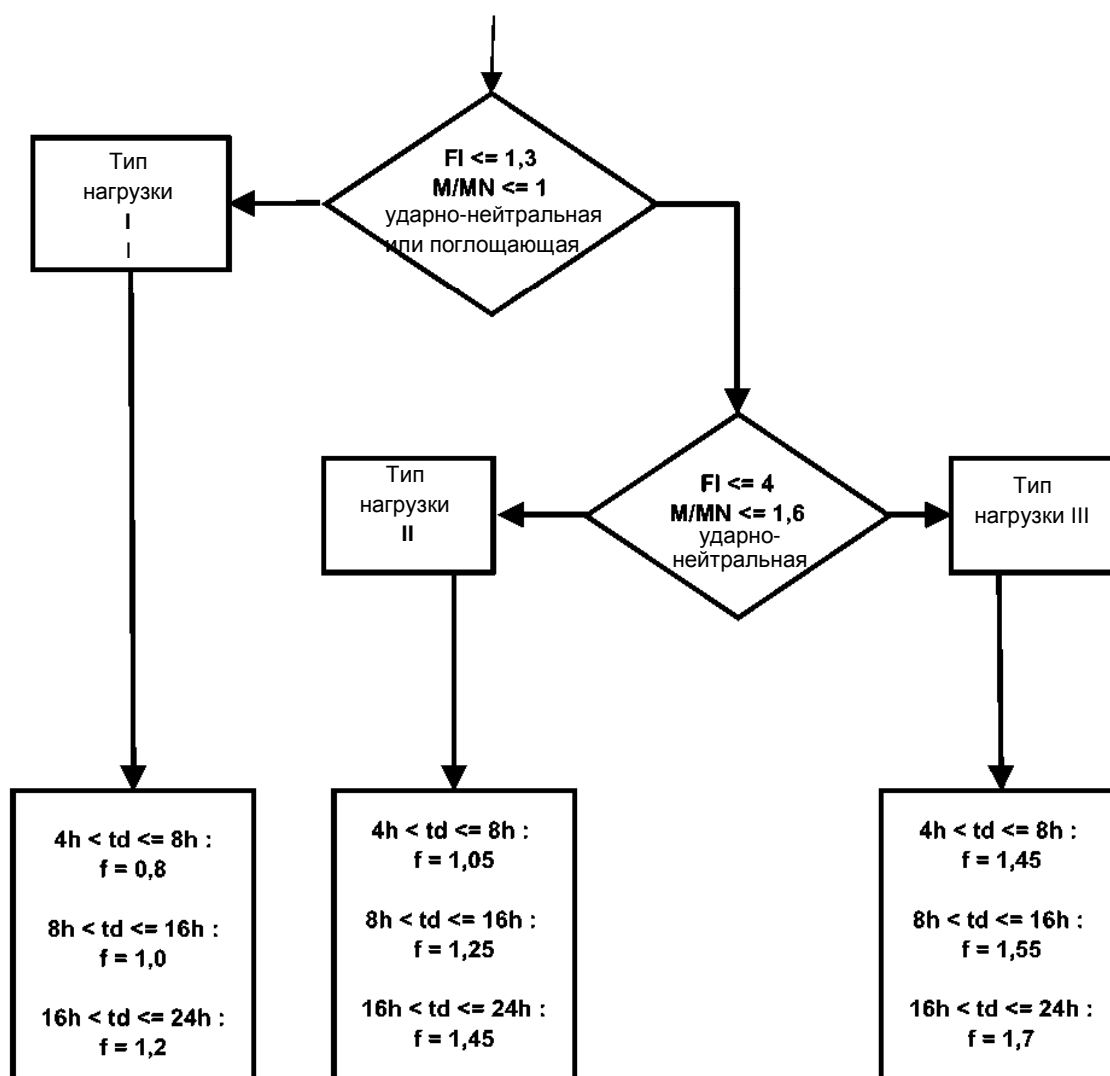
Нет ударной нагрузки, вызванной $M/M_N \leq 1$
режимом работы
Большой коэффициент инерции $FI = 10$
Время работы в день $t_d = 24$ ч/д
Нет частоты коммутаций
Смонтированный на валу редуктор
Классификация в соответствии с главой 11.1:
Длительна работа без частоты коммутаций
Тип нагрузки III (из-за FI)
Коэффициент эксплуатации 1.7



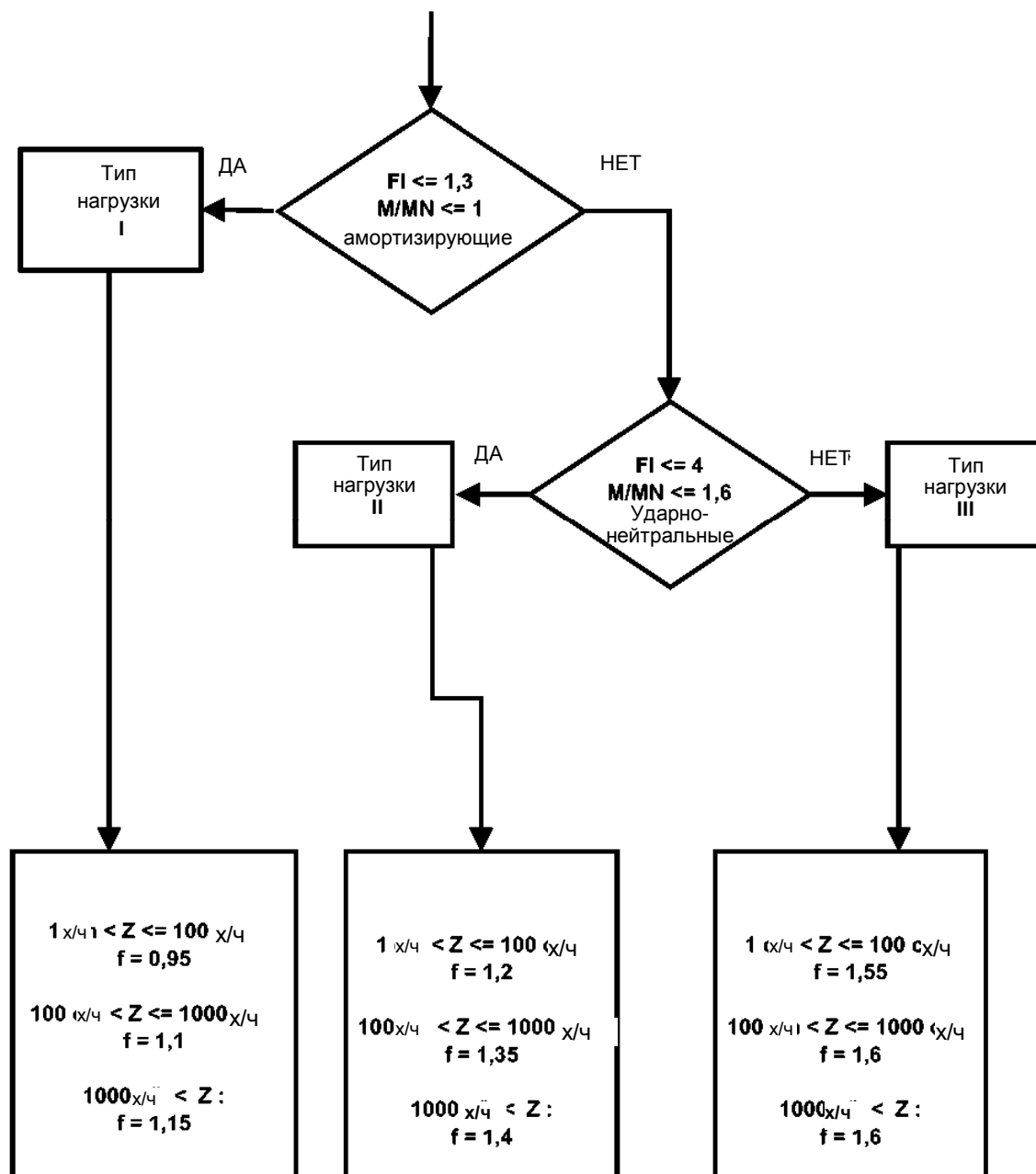
14 Алгоритм определения коэффициента эксплуатации для геликоидальной и конической зубчатой передачи



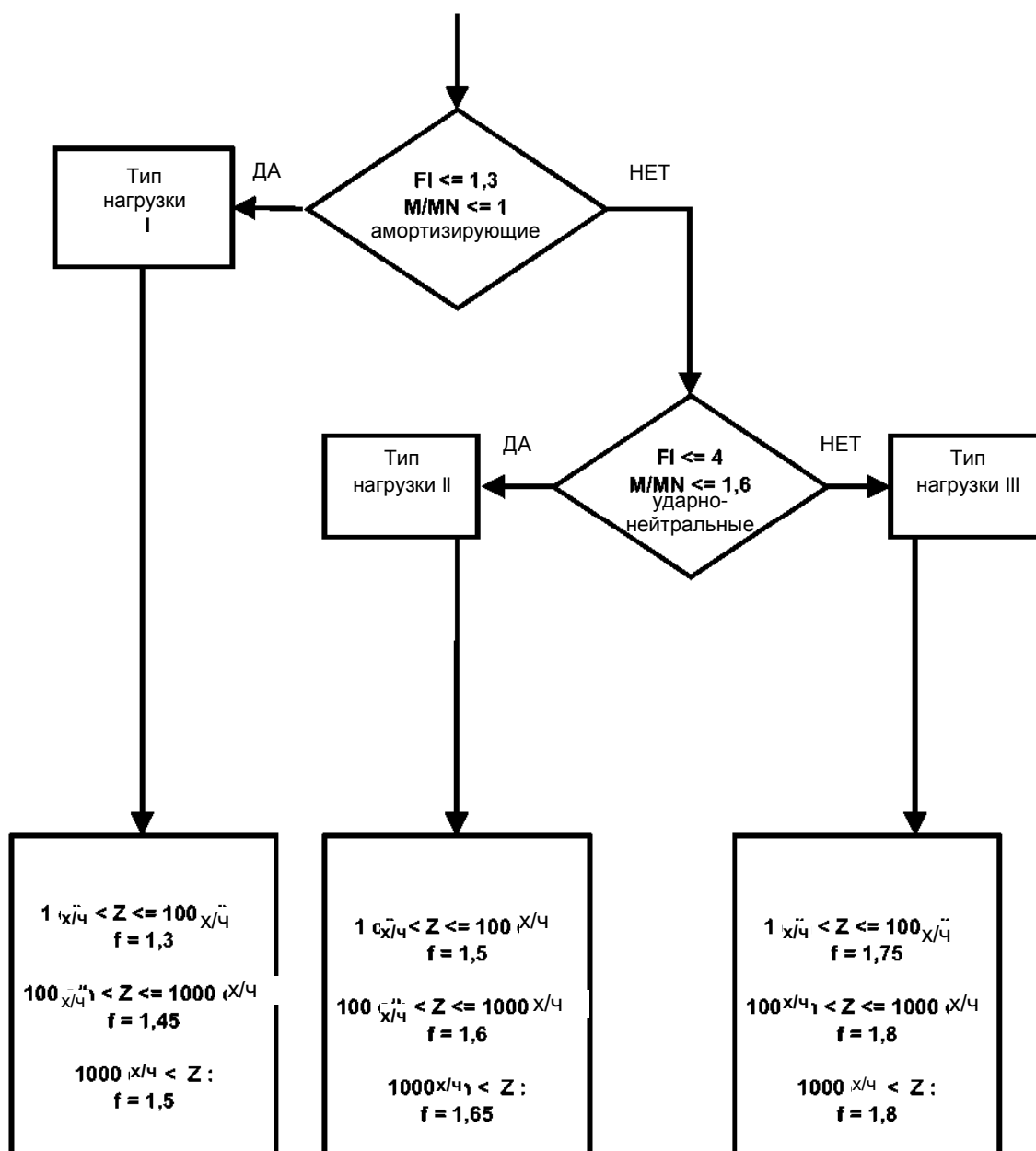
14.1 Длительная работа без частых коммутаций



14.2 Повторно-кратковременный режим при односменной работе



14.3 Повторно-кратковременный режим при многосменной работе



Библиография:

- 1 DIN 3990: Часть 1
Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern [Расчёты допустимой нагрузки цилиндрической ЗП]
- 2 VDI 2151 (отменён)
Betriebsfaktoren für die Auslegung von Zahnradgetrieben [Коэффициенты эксплуатации при проектировании ЗП]
Part 1: Grundlagen des Verfahrens [Основополагающие принципы процедуры]
Part 2: Kurzanleitung mit Tafeln und Diagramm [Краткое введение с таблицами и диаграммами]
- 3 AGMA 460.05
Установленный порядок для моторов-редукторов, использующих прямозубую цилиндрическую, геликоидальную, шевронную и спирально-зубчатую коническую передачу
- 4 *Schaltz, A.:*
Kupplungs-Atlas [Руководство по муфтам]
- 5 *Antony, G.:*
Getriebewahl durch realistische Abschätzung des erforderlichen Betriebsfaktors [Выбор блоков редукторов посредством реалистичной оценки требуемого коэффициента эксплуатации] ANT 29/3
- 6 Handbuch der Kettentchnik [Руководство по технологии цепей] Fa. Arnold & Stolzenberg GmbH
- 7 *Greiner, H.:*
Средства защиты трёхфазных моторов-редукторов Публикация компании Danfoss Bauer GmbH
- 8 *Greiner, H.:*
Выбор приводов для роликового стола
Специальная публикация SD 887 EFS компании Danfoss Bauer GmbH

Указатель ключевых слов

Слово	Статья
А	
Амортизация	9.1
AGMA классификация	3.3
Б	
В	
Пусковой момент	6.1
Время разгона без нагрузки	10.1
Втулочно-пальцевая буферная муфта	9.3
Высокоупругая муфта вала	9.1
Г	
Д	
Деформируемость	9.1
Динамическая грузоподъемность	5
Дисковая муфта	9.2
Е	
Ежедневное время работы	4, 5
Ж	
З	
Зубчатая цепь	9.3
Зубчатый ремень	9.2
Зубчатые шестерни	9.2
И	
Инерционные силы	9.3
К	
Карданный вал	9.2
Классификации приводных механизмов	6.3
Клиновидный приводной ремень (V-ремень)	9.2
Коэффициент нагрузки	3.2
Коэффициент инерции	7
Кривошип	9.2
Кулачковая муфта	9.3
Л	
Люфт муфты	9.3
М	
Максимальное значение момента вращения	10
Максимальный момент вращения	6.1
Механизм реечной передачи	9.2
Момент инерции массы	7
Муфта с упорными пальцами	9.3
Н	
Назначение коэффициента эксплуатации	
Номинальный срок службы	5
Нормы и правила VDI	3.1
О	
Определение коэффициента эксплуатации	2
Особенности деформации кручения	9.1
П	
Параметр сплошной и непрерывно действующей нагрузки	2
Перегрузочный момент	6.2
Передающие устройства	9
Полый вал	9.2
Правила и нормы применения	3
Предохранительный штифт	9.1
Приводной механизм	6.2
Пример применения	13
Провисание цепи	9.3

Р	
Время работы в день	4, 5
Резиновая шина	9.1
Резиновый валик	9.1
Рекуперативное торможение	6.1
Роликовая цепь	9.3
С	
Свободный ход	10
Коэффициент эксплуатации	3.4
Скользкая муфта	9.1
Совокупная нагрузка	2
Стандарты	3
Тип нагрузки	4, 6, 6.3
Схема расчётов	4
Т	
Тензорный датчик	10.3
Торсионный удар	10
У	
Ударно-нейтральный	9.2
Угловой зазор	9.3
Усиление удара	9.3
Условия эксплуатации	21
Ф	
Фактор ускорения	7
FI (коэффициент инерции)	7
Х	
Характеристика момента вращения	6.1
Холостой разгон	10.2
Ц	
Цилиндрическая винтовая пружина	9.1
Цепное сцепление	9.3
Ч	
Частота коммутаций	8
Червячная рессора	9.1
Ш	
Шина вала	9.1
Щ	
Э	
Эксцентрик	9.2
Энергия маховика	9.1
Ю	
Я	