

## Номинальные грузоподъемности

Номинальные грузоподъемности - это особые параметры подшипника, производные от используемых в нем материалов. Они употребляются при выборе сферического подшипника скольжения или шарнирной головки для определенной нагрузки, но возможно должны быть уменьшены при неблагоприятных условиях эксплуатации.

### Статическая грузоподъемность $C_0$ [kN]

$C_0$  определяет максимально допустимую статическую нагрузку, которую может нести шарнирная головка без возникновения в наиболее слабом поперечном сечении необратимой деформации. Значения статических грузоподъемностей  $C_0$  приведенные в таблице в этом каталоге были рассчитаны на основании характеристик соответствующих материалов и так же определены экспериментально при динаметрических испытаниях определенного числа шарнирных головок при комнатной температуре. Указанные цифры соответствуют 80% нагрузке, полученной в прочностных испытаниях, поэтому наличествует коэффициент запаса прочности 1.25.

Статическая грузоподъемность также используется для определения максимальной осевой нагрузки, которая ограничена дополнительным изгибным напряжением, зависящим от способа крепления вставки. Ниже приведены максимальные значения осевых нагрузок, полученные при динаметрических испытаниях:

$$(1) \quad F_a = F_{a, \max} = a \cdot C_0 \quad [\text{kN}]$$

- $a \leq 0,4$  для GI/GA + GIO/GAO + GXO
- $a \leq 0,2$  для GXSW, GXS, GL установленные в корпусах шарнирных головок FLURO
- $a \leq 0,1$  для EI/EA, EI/EA...D-NIRO

Для сферических подшипников скольжения статическая грузоподъемность определяет радиальную нагрузку, которая не вызывает необратимую деформацию поверхностей соприкасающихся колец. При этом допускается, что корпус не деформируем.

### Динамическая грузоподъемность $C$ [kN]

Эта характеристика используется для определения долговечности сферических подшипников скольжения или шарнирных головок при воздействии динамических нагрузок, т.е. когда имеет место осцилляция или наклон под нагрузкой. Значения, приведенные в таблице, получены путем умножения максимального удельного допустимого давления  $p_{\max}$  при скольжении на расчетную площадь поверхности.  $A_{\text{proj}}$  - это величина определяемая для каждого типа шарнирной головки. Максимально допустимая нагрузка при осцилляциях приведена в таблице ниже для различных пар материалов.

Замечание: В зависимости от характеристик материала из которого изготовлен корпус шарнирной головки (смотри страницы 28 и 29) статическая грузоподъемность может быть меньше чем динамическая грузоподъемность, смотри страницу 19.

$p_{\max}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	St/Ms	St/Bz	St/St soft	St/St hard	St/TBz	St/TNy
	50	50	50	100	150	50

Таблица 1: Максимальное давление

Сокращения: St = Сталь, Ms = Латунь, Bz = Бронза, TBz = Сплетенная бронза, TNy = Сплетенный Нейлон

## Силы действующие на подшипник

Нагрузки действующие на сферический подшипник скольжения могут меняться. Они могут носить:

- импульсный характер, быть постоянными или переменными (рисунок 1)
- статическими или динамическими

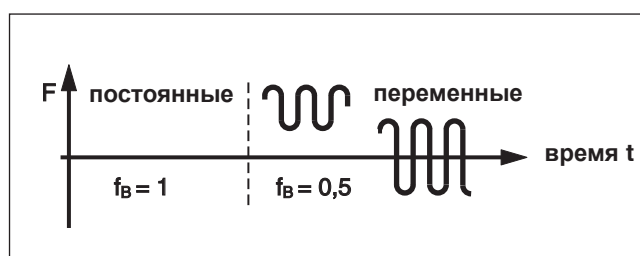


Рисунок 1: Коэффициент нагрузки -  $f_B$

### Силы возникающие при статической нагрузке

Если нет взаимного перемещения внутреннего кольца и вставки (рисунок 2), то существуют только радиальная ( $F_r$ ) и осевая ( $F_a$ ) силы.

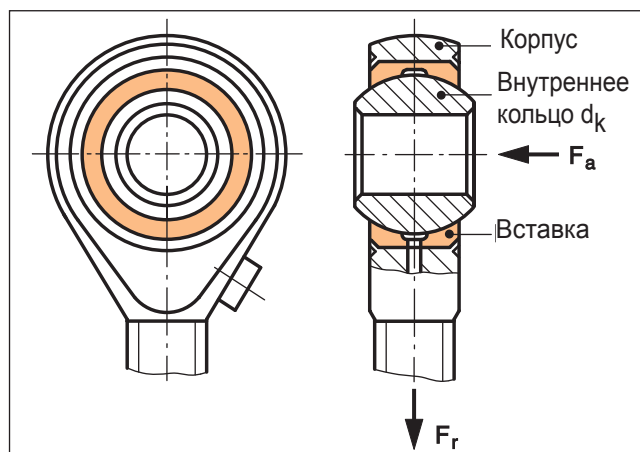


Рисунок 2: Радиальная и осевая силы

### Силы при динамической нагрузке

Радиальные или радиальные и осевые силы возникают, когда внутреннее кольцо вращается по отношению к вставке, осциллирует на угол  $\beta$  или поворачивается на угол  $\alpha$ .

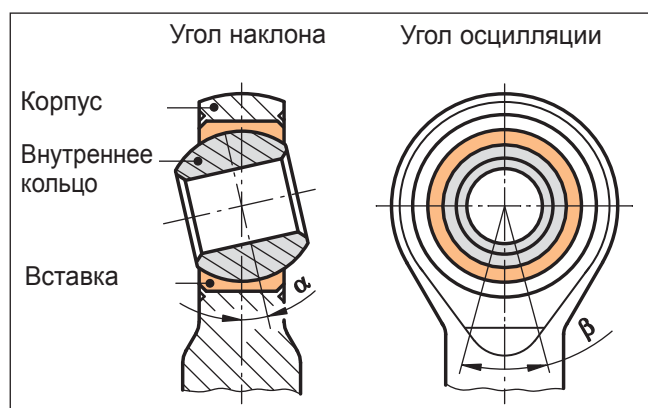


Рисунок 3: Угол наклона и угол осцилляции

Для **постоянных сил**  $F_r$ ,  $F_a$  эквивалентная сила, действующая на подшипник, может быть вычислена в соответствии с формулой (2).

$$(2) \quad F_{\bar{a}} = F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

следовательно:  $F_{\bar{a}} \leq F_{r, \max}$  в соответствии с формулой (6);  $F_a \leq F_{a, \max}$  (6a)

Осевой коэффициент  $Y$ , представлен в таблице 2. он зависит от соотношения нагрузок.

Отношение нагрузок $F_a : F_r$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Осевой коэффициент $Y$	0,8	1	1,5	2,5	3

Таблица 2: Осевой коэффициент  $Y$

В случае **переменных нагрузок** (рисунок 4), формула (4) может быть использована, чтобы рассчитать среднюю динамическую нагрузку  $F_m$  из графика представленного на рисунке 4.

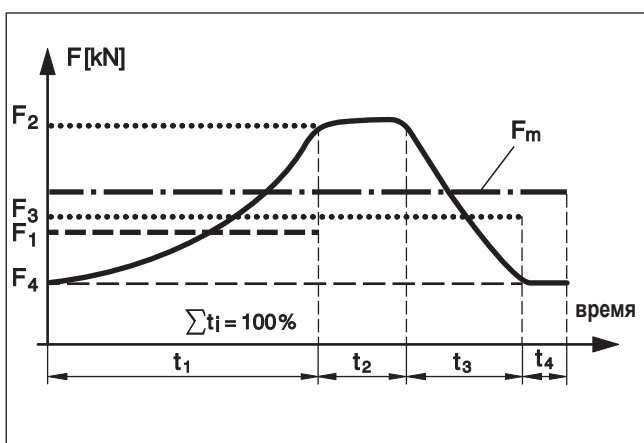


Рисунок 4: Зависимость нагрузки от времени

$$(3) \quad F_m = 0,1 \sqrt{F_1^2 \cdot t_1 + F_2^2 \cdot t_2 + \dots} \quad [\text{kN}]$$

Сила  $F$  [kN] : в промежуток времени  $t$  [%]

Следовательно, соотношение верно:

$F_{i, \max} \leq F_{r, \max}$  в соответствии с формулой (6)

В случае действия дополнительных осевых нагрузок эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник, вычисляется в соответствии с формулой (4).

$$(4) \quad F_{\bar{a}} = F_m + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

Осевой коэффициент  $Y$  в соответствии с таблицей 2

$F_a \leq F_{a, \max}$  в соответствии с (6a)

## Выбор размера подшипника

Этот выбор, обычно, делается пошагово и может проходить в несколько итераций, если необходимо путем сравнения -

1. Соотношению нагрузок, приложенных к подшипнику, к минимальному значению этого параметра;
2. Сил, действующих на подшипник и максимальной допустимой нагрузке для данного подшипника;
3. Максимальным давлением на поверхность и допустимым давлением для данного подшипника;
4. Максимальной допустимой скоростью скольжения и возможной скоростью скольжения;
5. Необходимыми эксплуатационными характеристиками и пределами эксплуатационных характеристик, приведенными в таблице.

### Замечание 1:

Соотношение грузоподъемности и нагрузки  $(C/F)$  используются в формуле (5) для конкретного применения подшипника.

$$(5) \quad (C/F)_{\text{exist}} \geq (C/F)_{\text{min}}$$

Минимальные значения этого показателя для различных соприкасающихся поверхностей приведены в таблице 3. Они могут быть использованы при расчете требуемой динамической грузоподъемности в соответствии с формулой (5a), которая следует из формулы (5). Путем использования этого соотношения можно выбрать подшипник подходящего размера из каталога.

$(C/F)_{\text{min}}$	St/Ms	St/Bz	St/St	St/TBz	St/TNy
	2	2	2	1,75	1,5

Таблица 3: Соотношение грузоподъемности и нагрузки

$$(5a) \quad C_{\text{reg}} \geq (C/F)_{\text{min}} \cdot F_{\text{exist}} \quad [\text{kN}]$$

## Замечание 2:

Когда подшипник подвержен только статической нагрузке, ее значение может непосредственно быть использовано для сравнения. Если существует динамическая нагрузка, ее следует рассчитывать в соответствии с формулой (2), (3) или (4).

Когда шарнирная головка монтируется с использованием крепежной гайки или гаек дополнительная растягивающая нагрузка на внешнюю резьбу или на соединительный штифт должна быть принята во внимание.

Однако статическая или динамическая нагрузка всегда должна быть меньше, чем максимально допустимая грузоподъемность, которая вычисляется по значению номинальной статической грузоподъемности, используя формулу (6). В дальнейшем она должна быть исправлена с учетом коэффициента нагрузки  $f_B$  (рисунок 1) и температурного коэффициента  $f_T$  (таблица 4).

Температура C	80°	100°	150°	200°	250°
Температура F	176°	212°	302°	392°	480°
смазываемые	1	1	1	0,8	0,5
Не требующие обслуживания	1	1	0,8	0,5	0,3

Таблица 4: Температурный коэффициент

$$(6) \quad F_{r, \max} = C_o \cdot f_B \cdot f_T \quad [\text{kN}]$$

$$(6a) \quad F_{a, \max} = a \cdot F_{r, \max} \quad [\text{kN}]$$

Если в данном приложении размер подшипника не задан, требуемое отношение статической грузоподъемности и нагрузки может быть вычислено по формуле (6) и шарнирная головка может быть выбрана в соответствии с формулой приведенной ниже.

$$(7) \quad C_{o, \text{reg}} \geq \frac{F_{\text{exist}}}{f_B \cdot f_T} \quad [\text{kN}]$$

## Замечание 3:

Нагрузка на соприкасающиеся поверхности может быть вычислена по формуле (8). Она должна быть меньше, чем стандартное значение поверхностных нагрузок в соответствии с сочетанием соприкасающихся материалов и представлена в таблице (1).

$$(8) \quad p_{\text{exist}} = p_{\max} / (C/F)_{\text{exist}} \quad [\text{N/mm}^2]$$

$p_{\max}$  соответствует таблице 1, F вычисляется по формулам (2), (3) или (4)

## Замечание 4:

Средняя скорость скольжения вычисляется в соответствии с формулой (9). В ней используется частота вращения рычага K и длина скольжения сферического подшипника скольжения G. (При одном повороте K соответствует двум дугам b между точками 1 и 2 на рисунке 5 и таким образом двойному максимальному углу осцилляции  $\beta$ ).

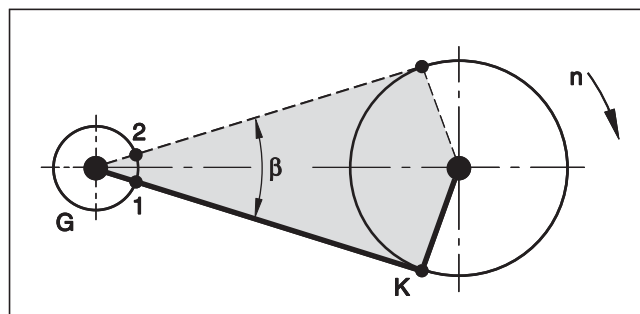


Рисунок 5: Угол осцилляции  $\beta$ , соответствующий повороту рычага

$$(9) \quad v_{m, \text{exist}} = 2 \cdot b \cdot f = \frac{d_k \cdot \beta \cdot f}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} \quad [\text{m/s}]$$

Диаметр внешнего кольца  $d_k$  [мм] (рисунок 17) и  $f$  [1/мин]

При полном обороте подшипника  $\beta$  равно 180°. Скорость скольжения должна быть меньше, чем максимальная допустимая, указанная в таблице 5.

$V_{\max}$ [m/s]	Осцилляция	Вращение
Сталь по Стали	0,15	0,10
Сталь по Бронзе (Латуни)	0,25	1,00
Не требующие обслуживания	0,25	0,35

Только кратковременное вращение

Таблица 5: Максимальная скорость скольжения

## Замечание 5:

Произведение  $p \cdot v$  является эксплуатационной характеристикой подшипника  $P_L$  (смотри формулу 10). Мощностью на единицу поверхности, т.е. оценочным значением для мощности, рассеиваемой на единицу поверхности соприкасающихся поверхностей сферического подшипника скольжения. Эта мощность в основном зависит от соприкасающихся материалов, смазывания, охлаждения и скорости скольжения. При возрастании температуры, допустимое давление на поверхность подшипников, не требующих технического обслуживания, уменьшается (рисунок 1 и 4).

$$(10) \quad P_{L, \text{exist}} = p_{\text{exist}} \cdot v_{\text{exist}} \quad \left[ \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{mm}^2 \cdot \text{s}} = \frac{\text{W}}{\text{mm}^2} \right]$$

Скорость скольжения в соответствии с (9)

Давление в соответствии с (8)

При выборе подшипника должно выполняться следующее соотношение:

$P_{L, \max}$ [W/mm²]	Сталь по Латунь/, (Бронзе), (Стали)	Не требующие обслуживания
	0,5	1,3

Таблица 6: Максимальная рассеиваемая мощность на единицу поверхности

## Расчет долговечности подшипников

Для статических нагрузок нет необходимости производить расчет долговечности. При силах, не превышающих 80% от допустимого предела, статические силы могут действовать бесконечно долго.

Для динамических нагрузок расчет долговечности достаточно труден. Существует множество, иногда не зависящих факторов, которые все не могут быть приняты во внимание. Следовательно, расчет долговечности может быть только приблизительным. Как грубое приближение следует принять, что долговечность подшипника возрастает пропорционально росту его грузоподъемности при использовании его на средних скоростях.

Дополнительные факторы влияния могут быть приняты в расчет использованием коэффициентов в формуле (11).

$$(11) \quad G_h \approx 3 \cdot f_L \cdot f_T \cdot f_G \cdot f_v \left( \frac{C/F}{v_m} \right)_{\text{exist}} [h]$$

$f_L$  = Направление нагрузки по таб. 7

$f_T$  = Температурный коэффициент по таб. 4

$f_G$  = Коэффициент скольжения по таб. 8

$f_N$  = Коэффициент зависящий от частоты смазывания по таб. 9

$C/F$  = Коэффициент нагрузки

$v_m$  = Средняя скорость скольжения [м/с]

Коэффициент направленности нагрузки показывает, является ли направление нагрузки постоянным, переменным или осциллирующим или нагрузка направлена в одну сторону.

Направление нагрузки	Сталь по Стали	Сталь по Бронзе	Сталь по фторопласту
однонаправленная	1	1	1
изменяющаяся	2,5	2	1

Таблица 7: Коэффициент направленности нагрузки  $f_L$

Коэффициент скольжения зависит от соприкасающихся материалов в подшипнике. Можно выделить только различие между поверхностями, не требующими обслуживания и подшипниками, требующими смазки.

$(C/F)_{\text{exist}}$	1,5	2	3	4	6	8	10	15	20
не требуют обслуживания	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,3	4,7	5,0
смазываемые	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	2,1	2,4	2,5

Таблица 8: Коэффициент скольжения  $f_G$

Коэффициент смазывания  $f_N$  включает в рассмотрение увеличение долговечности подшипника  $G_h$  при регулярном смазывании, чем больше давление на поверхности  $p_{\text{exist}}$ , тем чаще должен смазываться подшипник. Если подшипник смазывается только при производстве, как в случае подшипника с фторопластом  $f_N = 1$ .

$p_{\text{exist}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	5	10	25	40
Регулярно смазываемые подшипники требующие обслуживания	6	4	3	2
Фторопласт	1	1	1	1

Таблица 9: Коэффициент смазывания  $f_N$

Интервалы смазывания не зависят от нагрузки и, следовательно, должны быть определены в процессе эксплуатации.

### Диаметр внутреннего кольца для шарнирных головок и сферических подшипников скольжения

Серия К		Серия Е	
Размер	Ø dk	Размер	Ø dk
2	5,20	6	10,0
3	7,94	8	13,0
4	9,52	10	16,0
5	11,11	12	18,0
6	12,70	15	22,0
8	15,87	17	25,0
10	19,05	20	29,0
12	22,22	25	35,5
14	25,40	30	40,7
16	28,57	35	47,0
18	31,75	40	53,0
20	34,92	45	60,0
22	38,10	50	66,0
25	42,86	60	80,0
30	50,80	70	92,0
35	57,15	80	105,0
40	65,96	90	115,0
50	82,00	100	130,0

# Примеры расчетов

## 1. Примеры:

В полиграфическом оборудовании, предназначенном для производства блокнотов, используется шарнирная головка с внутренней резьбой.

Шарнирная головка типоразмера 16 будет соответствовать размерам других деталей машины. Даны следующие значения:

Переменная радиальная нагрузка  $F_r = \pm 2 \text{ kN}$ ; Осевая нагрузка отсутствует

Максимальное отклонение осей  $\beta = 20^\circ$ ; Частота осцилляции  $f = 150/\text{мин.}$ ; рабочая температура  $T = +50^\circ$

Цельсия,  $+122^\circ$  Фаренгейт

Смазывание регулярное

### 1. Первоначальный выбор шарнирной головки

- а) Тип подшипника** Могут быть использованы шарнирные головки серий GI, GIS, GIXS, GIRS, GIO. Однако следующие из них не подходят
- GIO, потому что отсутствует возможность смазывания и допустимы только средние скорости движения.
  - GIRS из нержавеющей стали, в этом нет необходимости т.к. отсутствует коррозия. Таким образом, мы можем выбрать шарнирную головку с внутренней резьбой типов GI, GIS, GIXS.

- б) Размер** Требуемый размер внутреннего кольца 16 мм и для шарнирной головки GIS нижеследующие значения могут быть определены из каталога на страницах 17 и 22

$$d_k = 28,6 \text{ mm}; \quad C_o = 32,0 \text{ kN}; \quad C = 21,5 \text{ kN}$$

b<sub>1</sub>) требуемая статическая нагрузка  $C_o$  [формула 7 + рисунок 1 + таблица 4]

$$C_{o, \text{ req}} \geq \frac{F_{\text{ exist}}}{f_B \cdot f_T} = \frac{2}{0,5 \cdot 1} = \underline{\underline{4 \text{ kN}}}$$

b<sub>2</sub>) требуемая динамическая нагрузка  $C$  [формула 5а + таблица 3]

$$C_{\text{ req}} \geq (C/F)_{\text{ min}} \cdot F_{\text{ exist}} = 2 \cdot 2 = \underline{\underline{4 \text{ kN}}}$$

**Проверка**  $C_{o, \text{ exist}} = 32,0 \text{ kN} > C_{o, \text{ req}} = 4 \text{ kN}$   
 $C_{\text{ exist}} = 21,5 \text{ kN} > C_{\text{ req}} = 4 \text{ kN}$   
 $F_r = 2 \text{ kN} \leq F_{r, \text{ max}} = C_o \cdot f_B \cdot f_T = 32,0 \cdot 0,5 \cdot 1 = 16,0 \text{ kN}$

### 2. Проверка давления на соприкасающихся поверхностях [формула 8 + таблица 1]

$$p_{\text{ exist}} = \frac{p_{\text{ max}}}{(C/F)_{\text{ exist}}} = \frac{50}{21,5/2} = \frac{50}{10,75} = \underline{\underline{4,65 \text{ N/mm}^2}} < p_{\text{ max}} = 50 \text{ N/mm}^2$$

### 3. Проверка скорости скольжения [формула 9 + таблица 5]

$$v_{m, \text{ exist}} = \frac{d_k \cdot B \cdot f}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} = \frac{28,6 \cdot 20 \cdot 150}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} = \underline{\underline{0,025 \text{ m/s}}} < v_{\text{ max}} = 0,25 \text{ m/s}$$

### 4. Проверка рассеиваемой мощности [формула 10 + таблица 6]

$$P_{L, \text{ exist}} = p_{\text{ exist}} \cdot v_{m, \text{ exist}} = 4,65 \cdot 0,025 = \underline{\underline{0,12 \text{ W/mm}^2}} < P_{L, \text{ max}} = 0,5 \text{ W/mm}^2$$

### 5. Подсчет долговечности [формула 11 + таблица 7 + 4 + 8 + 9]

$$G_h \approx 3 \cdot f_L \cdot f_T \cdot f_G \cdot f_V \cdot \left( \frac{C/F}{v_{m, \text{ exist}}} \right) = 3 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 6 \cdot \frac{10,75}{0,025} = \underline{\underline{32.500 \text{ Std.}}}$$

### 6. Окончательный выбор

Следуя пунктам от 1b до 5. – может быть проведена также проверка шарнирных головок GI 16 и GIXS 16. При окончательном выборе типа подшипника, который будет использован, в рассмотрение следует включить конструкцию, применение и цену каждого типа сравниваемых подшипников.



# Примеры расчетов

## 2. Примеры:

В механическом погрузочно-разгрузочном устройстве к шарнирной головке приложены радиальные силы в различных направлениях. Эти силы такие же, как показано на рисунке 4, странице 15. Четыре различные силы  $F_{ri}$  действующие в 4 промежутка времени имеют следующие характеристики:

$F_{r1} = 2 \text{ kN}$ ,  $t_1 = 50\%$ ;  $F_{r2} = 4 \text{ kN}$ ,  $t_2 = 16\%$ ;  $F_{r3} = 2,4 \text{ kN}$ ,  $t_3 = 24\%$ ;  $F_{r4} = 1 \text{ kN}$ ,  $t_4 = 10\%$ ; Дополнительно шарнирная головка подвергается воздействию постоянной осевой нагрузке  $F_a = 0,65 \text{ kN}$  Шарнирная головка работает при максимальном угле отклонения  $\beta = 30^\circ$ ; частота осцилляции  $f = 60/\text{мин.}$ ; макс. температуре  $70^\circ\text{C}$

### 1. Первоначальный выбор шарнирной головки

- а) **Тип подшипника** Поскольку регулярное смазывание не возможно из-за труднодоступности следует выбрать шарнирную головку не требующую обслуживания. Шарнирные головки GASW, GAXSW, GARSW, GAOW могут подходить. Однако следующие типы должны быть исключены.
- GAOW – т.к. эти шарнирные головки подходят только для ограниченных перемещений.
  - GARSW – поскольку окружающие условия не требуют коррозионной стойкости.
- Таким образом, следует проверить типы с наружной резьбой.

- б) **Размер** б0) Средняя и эквивалентная нагрузка [формула 3 + 4 + таблица 2]

$$F_m = 0,1 \sqrt{\sum F_i^2 \cdot t_i} = 0,1 \sqrt{2^2 \cdot 50 + 4^2 \cdot 16 + 2,4^2 \cdot 24 + 1^2 \cdot 10} = \underline{2,46 \text{ kN}}$$

$$F_{\ddot{a}} = F_m + Y \cdot F_a = 2,46 + 1,26 \cdot 0,65 = \underline{3,28 \text{ kN}} \quad Y = 1,26 \text{ для } F_a/F_m = 0,65/2,46 = 0,26$$

- б1) требуемая статическая грузоподъемность  $C_o$  [формула 7 + рисунок 1 + таблица 4]

$$C_{o, \text{req}} \geq \frac{F_{\text{exist}, \ddot{a}}}{f_B \cdot f_T} = \frac{3,28}{0,5 \cdot 1} = \underline{6,56 \text{ kN}}$$

- б2) требуемая динамическая грузоподъемность  $C$  [формула 5а + таблица 3]

$$C_{\text{req}} \geq (C/F)_{\min} \cdot F_{\text{exist}} = 1,75 \cdot 3,28 = \underline{5,75 \text{ kN}}$$

- с) **Выбранная шарнирная головка GASW 12 C**  $d_k = 22,2 \text{ мм}$  (страница 17) и  $C_o = 23,5 \text{ kN}$   $C = 32,0 \text{ kN}$  (страница 29)

Проверка [формула 6 + 6а]

$$C_{o, \text{exist}} = 23,5 \text{ kN} > C_{o, \text{req}} = 6,56 \text{ kN} \quad F_{r2} = 4,00 \text{ kN} \leq F_{r, \text{max}} = C_o \cdot f_B \cdot f_T = 23,5 \cdot 0,5 \cdot 1 = 11,75 \text{ kN}$$
$$C_{\text{exist}} = 32,0 \text{ kN} > C_{\text{req}} = 5,75 \text{ kN} \quad F_a = 0,65 \text{ kN} \leq F_{a, \text{max}} = a \cdot F_{r, \text{max}} = 0,2 \cdot 11,75 = 2,35 \text{ kN}$$

[a = 0,2 смотри формулу 1]

**Замечания:** При выборе размеров требуемая динамическая грузоподъемность  $C_{\text{req}}$  не должна превосходить номинальную статическую грузоподъемность  $C_{o, \text{exist}}$

### 2. Проверка давления на поверхность [формула 8 + таблица 1]

$$p_{\text{exist}} = \frac{p_{\text{max}}}{(C/F)_{\text{exist}}} = \frac{150}{32,0/3,28} = \frac{150}{9,75} = \underline{15,38 \text{ N/mm}^2} < p_{\text{max}} = 150 \text{ N/mm}^2$$

### 3. Проверка скорости скольжения [формула 9 + таблица 5]

$$v_{m, \text{exist}} = \frac{d_k \cdot \beta \cdot f}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} = \frac{22,2 \cdot 30 \cdot 60}{1000 \cdot 57,3 \cdot 60} = \underline{0,011 \text{ m/s}} < v_{\text{max}} = 0,25 \text{ m/s}$$

### 4. Проверка рассеиваемой мощности [формула 10 + таблица 6]

$$P_{L, \text{exist}} = p_{\text{exist}} \cdot v_{m, \text{exist}} = 15,38 \cdot 0,011 = 0,17 \text{ W/mm}^2 < P_{L, \text{max}} = 1,3 \text{ W/mm}^2$$

### 5. Вычисление долговечности [формула 11 + таблица 7 + 4 + 8 + 9]

$$G_h \approx 3 \cdot f_L \cdot f_T \cdot f_G \cdot f_v \cdot \left( \frac{C}{F_m} \right)_{\text{exist}} = 3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 4,2 \cdot 1 \cdot \frac{9,75}{0,011} = \underline{11.100 \text{ hrs.}}$$

### 6. Окончательный выбор

Для шарнирной головки типа GAXSW следует проделать шаги с 1 по 5, чтобы после этого сравнить нагрузки, цены и т.д. для каждого типа, для окончательного выбора типа шарнирной головки.