

# 7.2. Расчет направляющих

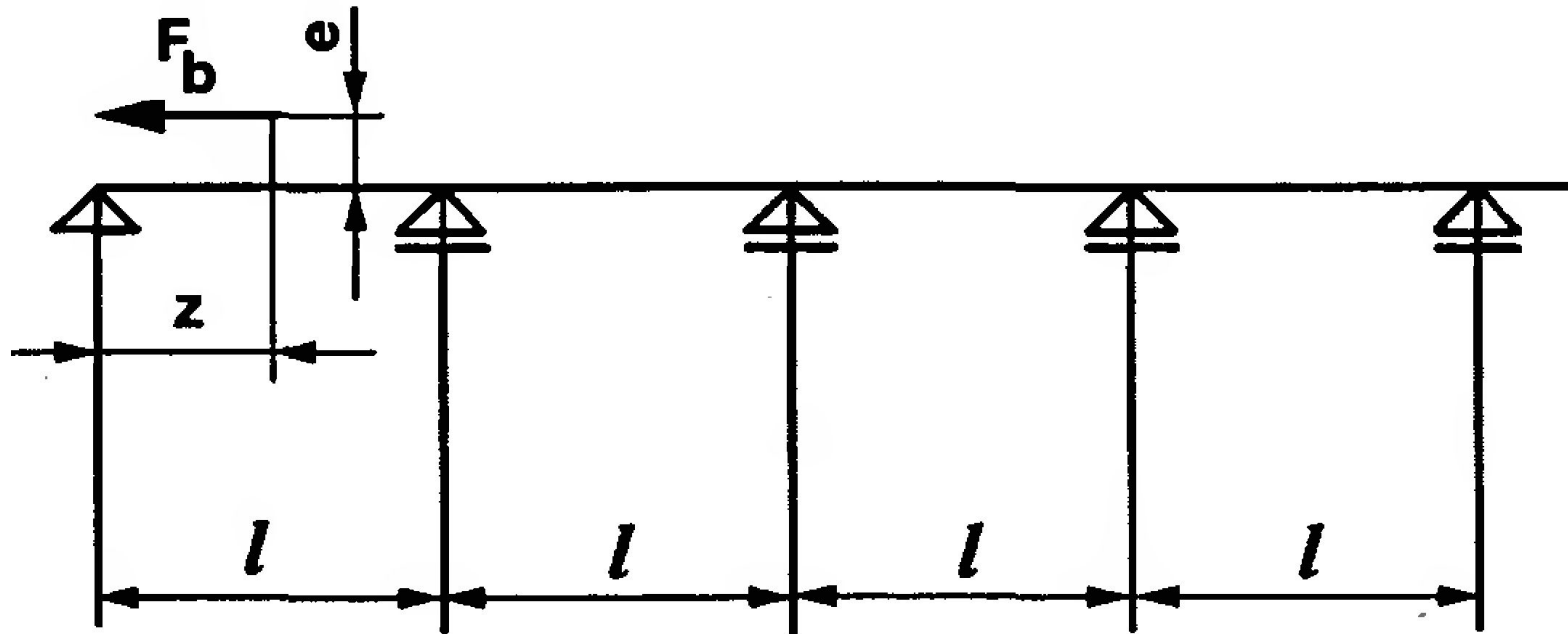
Лекция 14

- В расчетах направляющих следует принять во внимание три эксплуатационных условия:
  - 1) условия движения с нагрузкой, неравномерно распределенной на полу кабины;
  - 2) работа ловителя;
  - 3) загрузка и разгрузка, соответственно.
- В большинстве национальных стандартов, расчет напряжения в направляющих проводится для условия 2), а расчет упругой деформации касается совершенно разных условий работы, а именно 1) и / или 3).

## 7.2.1. Анализ напряжений и деформаций направляющих в процессе работы ловителя

- Направляющая будет рассматриваться как неразрезная балка с изменяющимся количеством опор. Как методы решения могут использоваться Теорема Трех Моментов и Метод Конечных Элементов.
- Направляющая подвержена комбинированному воздействию тормозной силы  $F_b$ , действующей параллельно продольной оси направляющей, и внешнего момента  $F_b \cdot e$  (рис. 7.10).
- Внешний момент возникает из-за эксцентричного расположения тормозной силы  $F_b$  которое представлено расстоянием  $e$  (см. рис. 7.3).

- Расположение тормозной силы  $F_b$



- Изгибающий момент  $M_{oz}$  зависит от количества пролетов балки и внешнего момента  $F_b \cdot e$  (от величины и расположения).
- Уравнения для максимального изгибающего момента  $M_{oz}$  как функции  $z$ , значения и расположение экстремумов локальных функций даны в табл.7.4 для  $F_b \cdot e$ , действующего в I пролете балки, и в табл.7.5 для  $F_b \cdot e$  в пролете II. Максимальный изгибающий момент всегда находится в точке приложения внешнего момента  $F_b \cdot e$ .

Таблица 7.4

Изгибающий момент  $M_{oz}$  и его максимальные значения  $M_{ozm}$ 

Число пролетов	$F_b \times e$ в I пролете		
	$M_{oz}$	Максимум $M_{ozm}$	Положение максимума
2	$\frac{F_b \cdot \ell}{4 \cdot l^3} \cdot (5 \cdot l^2 \cdot z - 3 \cdot z^3)$	$0,6211 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7454 \cdot l$
3	$\frac{F_b \cdot \ell}{15 \cdot l^3} (19 \cdot l^2 \cdot z - 12 \cdot z^3)$	$0,6135 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7265 \cdot l$
4	$\frac{F_b \cdot \ell}{56 \cdot l^3} \cdot (71 \cdot l^2 \cdot z - 45 \cdot z^3)$	$0,6130 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7252 \cdot l$
5	$\frac{F_b \cdot \ell}{209 \cdot l^3} \cdot (265 \cdot l^2 \cdot z - 168 \cdot z^3)$	$0,6129 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,7251 \cdot l$

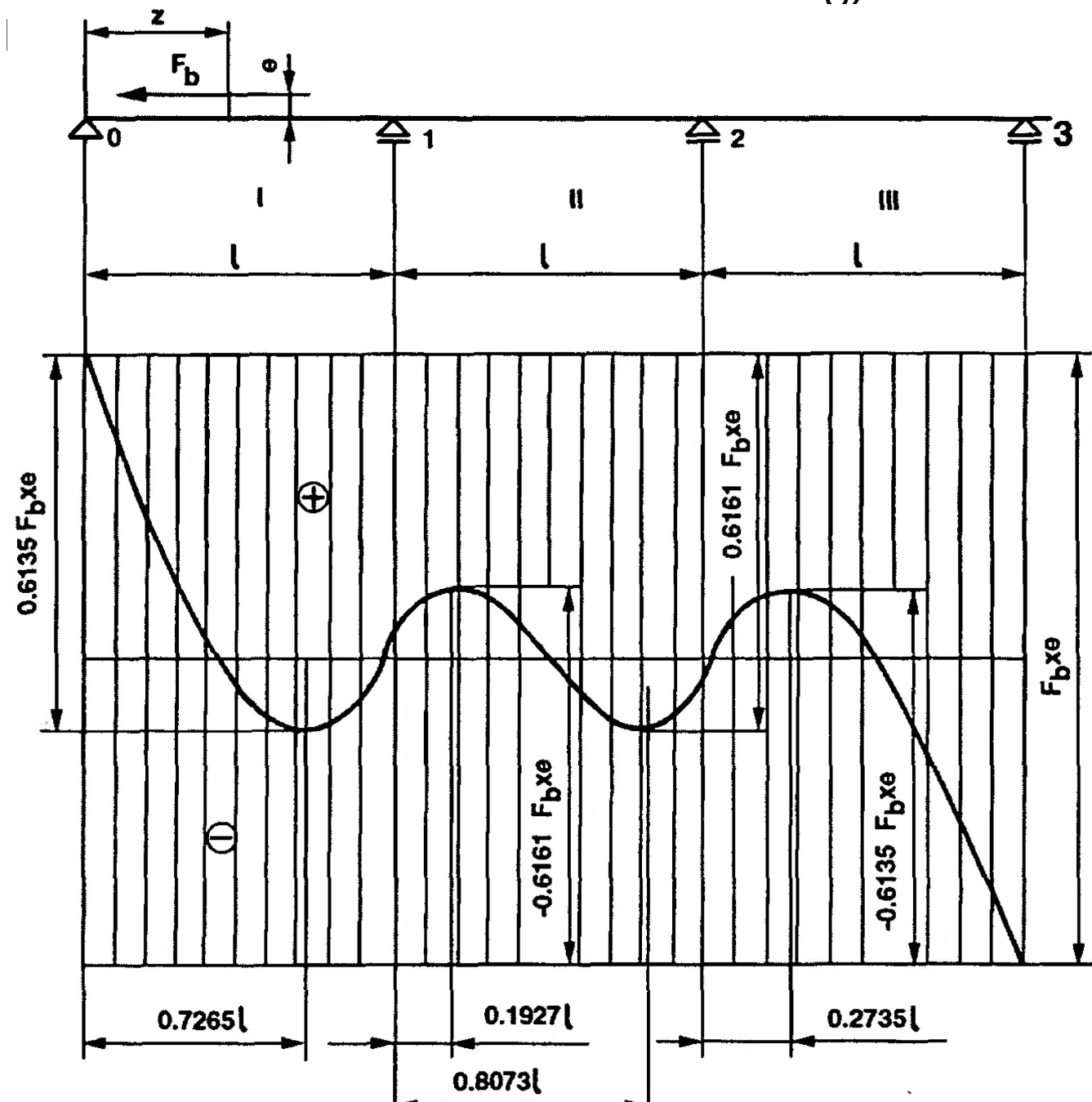
Таблица 7.5

Изгибающий момент  $M_{oz}$  и его максимальные значения  $M_{ozm}$ 

Число пролетов	$F_b \times e$ во II пролете		
	$M_{oz}$	Максимум $M_{ozm}$	Положение максимума $z_m^*$
2	$\frac{F_b \cdot \ell}{4 \cdot l^3} \cdot (2 \cdot l^3 - 4 \cdot l^2 \cdot z + 9 \cdot l \cdot z^2 - 3 \cdot z^3)$	$-0,6210 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,2546 \cdot l$
3	$\frac{F_b \cdot \ell}{15 \cdot l^3} \cdot (7 \cdot l^3 - 14 \cdot l^2 \cdot z + 45 \cdot l \cdot z^2 - 30 \cdot z^3)$	$-0,6161 \cdot F_b \cdot \ell$ $+0,6161 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,1927 \cdot l$ $0,8073 \cdot l$
4	$\frac{F_b \cdot \ell}{56 \cdot l^3} \cdot (26 \cdot l^3 - 52 \cdot l^2 \cdot z + 171 \cdot l \cdot z^2 - 117 \cdot z^3)$	$-0,6162 \cdot F_b \cdot \ell$ $+0,6060 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,1885 \cdot l$ $0,7858 \cdot l$
5	$\frac{F_b \cdot \ell}{209 \cdot l^3} \cdot (97 \cdot l^3 - 194 \cdot l^2 \cdot z + 639 \cdot l \cdot z^2 - 438 \cdot z^3)$	$-0,6162 \cdot F_b \cdot \ell$ $+0,6057 \cdot F_b \cdot \ell$	$0,1882 \cdot l$ $0,7844 \cdot l$

\*)  $z_m^*$  — измеряется от левой опоры пролета II.

- Рис.7.11. Изменение максимального изгибающего момента  $M_{07}$  вдоль неразрезной трехпролетной балки



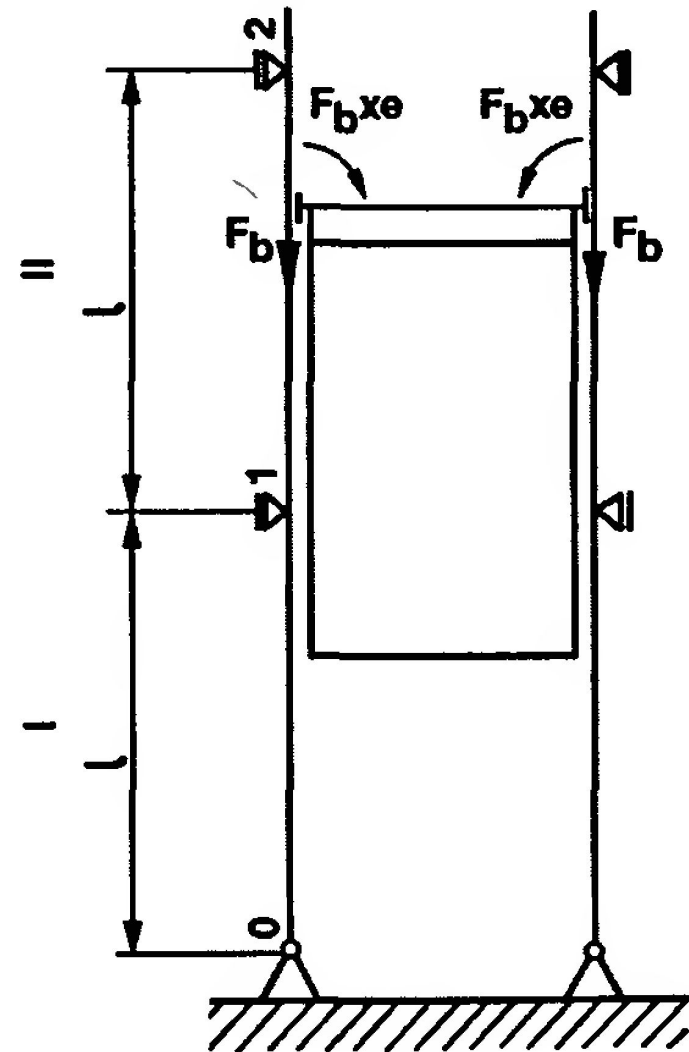
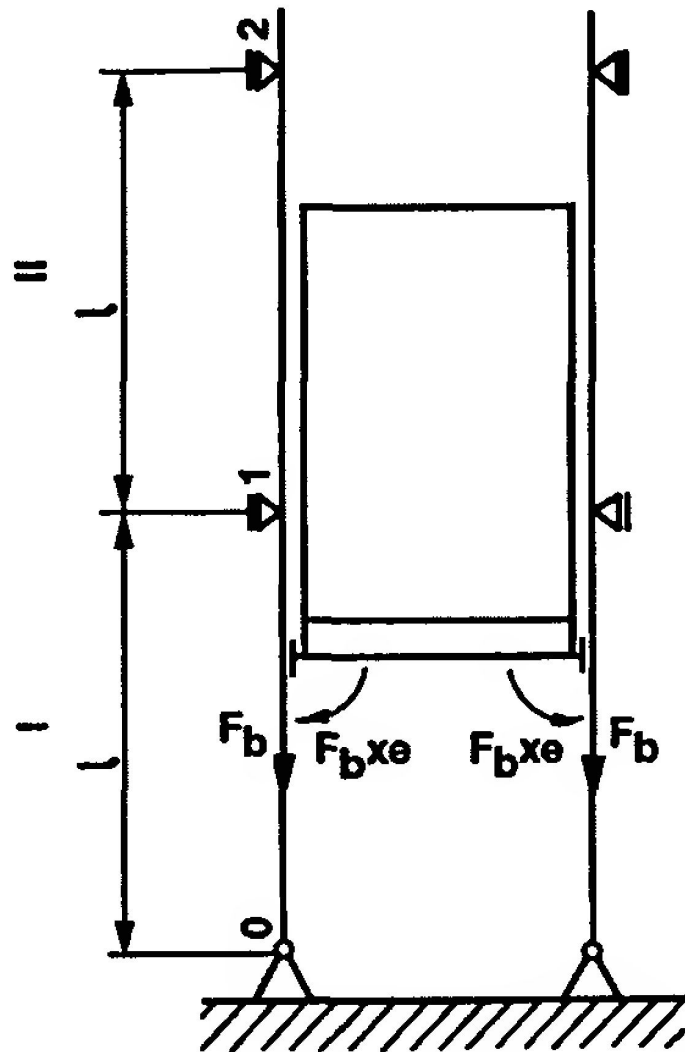


# Расчет напряжений в направляющих

Важнейшее значение имеет расположение ловителя.

Когда ловитель расположен под полом кабины, захват направляющих может происходить в пролете I.

Если ловитель смонтирован над потолком кабины, направляющие могут быть захвачены только во II пролете. Расчет будет проводиться с учетом комбинированного действия поперечного и продольного изгиба.



# (А) Пролет I

- Изгибающий момент в любой точке левее  $F_b \cdot e$  определяется следующей

окончательной формул

$$M(z) = \frac{F_b \cdot l + M_1}{l \cdot \sin \alpha \xi} \cdot \xi \cdot \sin \alpha z, \quad (\text{Н} \cdot \text{м}), \quad (7.1)$$

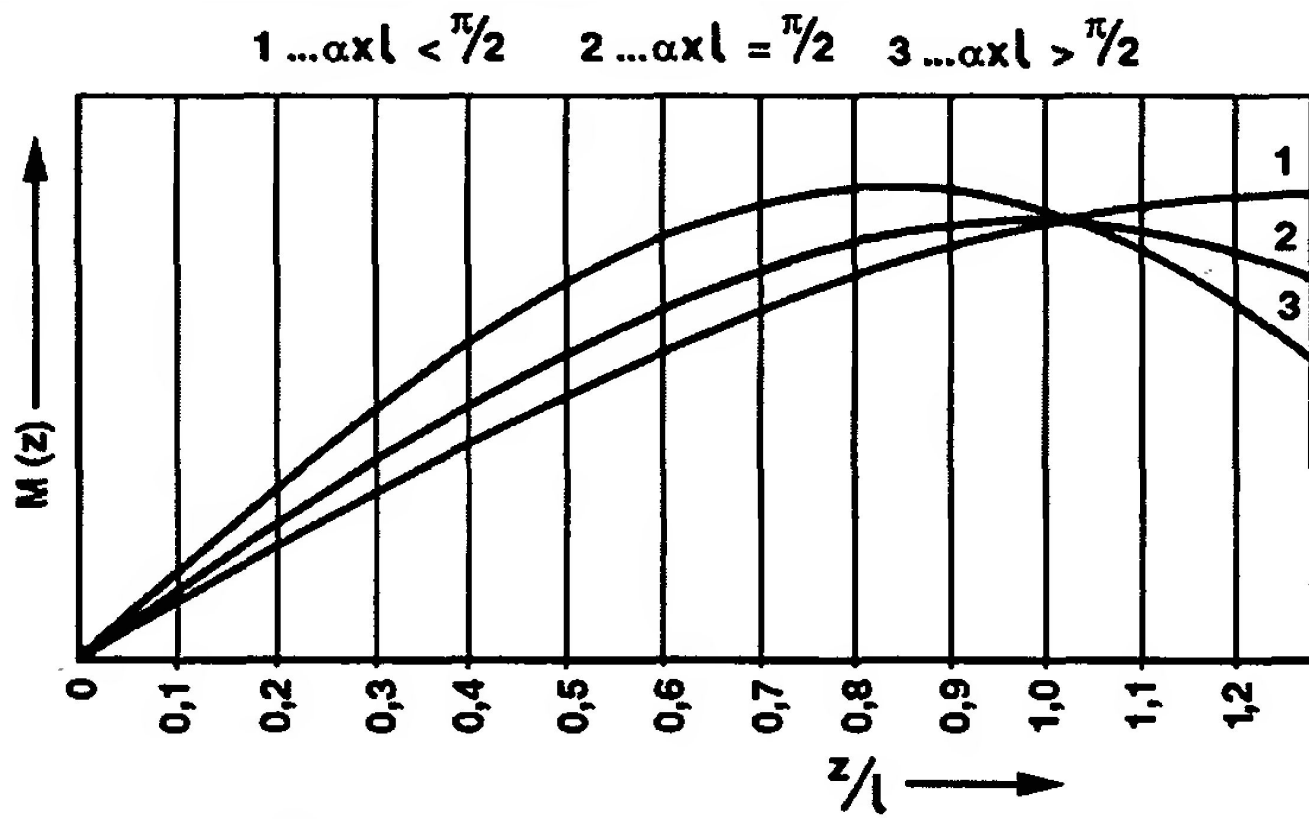
- где  $M_1$  - момент опоры 1, (Н м),  $z$  - изменяющееся расстояние от левой опоры (0) до точки, в которой рассчитывается изгибающий момент, (мм),  $\xi$  - расстояние от лев. опоры (0) до точки, в которой действует внешний момент  $F_b \cdot e$ , (мм),  $\alpha^2 = \frac{F_b}{E \cdot J_x}$

- где  $E$  - модуль упругости (Юнга), (Н/мм<sup>2</sup>),  $J_x$  - момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси x-x.

- Экстремум функции расположен в положении  $z_m - \pi / 2\alpha$  и его расчет проводится по следующей формуле:

$$M(z) = \frac{F_b \cdot l + M_1}{l \cdot \sin \alpha \xi} \xi, \quad (7.2)$$

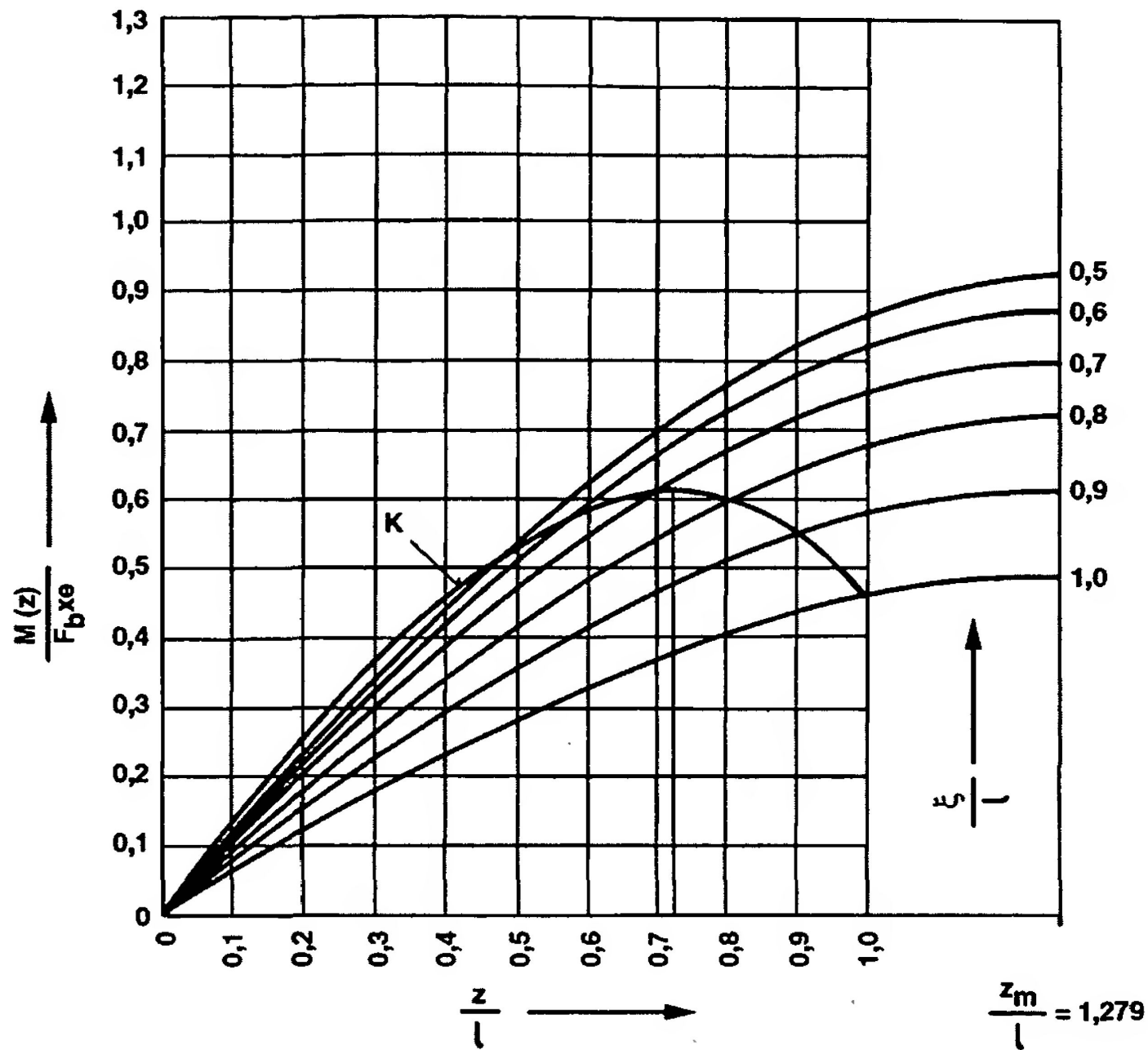
- График, иллюстрирующий зависимость  $M(z)$  представлен синусоидальной кривой.
- Для определенного расположения
- $F_b \cdot l$  зависимость  $M_z$  может быть
- представлена по отношению
- Величины  $z/l$  (рис. 7.13).



- Что касается оценки величины  $a$ , могут иметь место три теоретических случая.
- (a)  $\alpha \cdot l < \pi / 2$
- Это единственный случай, который может иметь место на практике.  
 Экстремум функции лежит вне пролета I. Это значит, что максимальная величина изгибающего момента остается в точке приложения  $F_b \cdot e$  и влияние воздействия тормозной силы  $F_b$  на продольную устойчивость не имеет решающего значения из-за жесткости направляющей в плоскости, перпендикулярной оси  $x$ -  
 $x$  поперечного сечения направляющей.
- (b)  $a \cdot l = \pi / 2$
- Экстремум функции имеет место на правой опоре пролета I (опора 1).
- (c)  $a \cdot l > \pi / 2$

- Экстремум функции расположен в пролете I. Для  $\xi > z_m$  это значит, что изгибающий момент, действующий левее  $F_b \cdot e$  больше, чем в точке приложения  $F_b \cdot e$  и имеет решающее значение для расчета прочности направляющей.
- Все три случая проиллюстрированы на рис. 7.13.
- В случае (а) синусоидальные кривые могут быть построены для определенных положений внешнего момента  $F_b \cdot e$ , определяемого расстоянием  $\xi$  от левой опоры пролета I (опора 0).
- Кривые на рис. 7.14 были построены для параметров пассажирского лифта небольшой грузоподъемности (номинальная грузоподъемность 320 кг, номинальная скорость 0,7 м/с).

Синусоидальные кривые  
для определения  
положения  $F_b \cdot e$



- Кривые на рис. 7.14 были построены для параметров пассажирского лифта небольшой грузоподъемности (номинальная грузоподъемность 320 кг, номинальная скорость 0,7 м/с).
- Так как максимальный изгибающий момент всегда действует в точке приложения  $F_b \cdot e$ , возможно начертить график зависимости максимального изгибающего момента от величины отношения  $z / l$ , т.е для точки приложения момента  $F_b \cdot e$  (кривая К).

Для 
$$\frac{dM(z)}{d\xi} = 0$$

мы получаем критическое значение  $\xi_m$  положения точки действия  $F_b \cdot e$ .

- Когда  $F_b \cdot e$  находится в этой точке, изгибающего момента  $M_{\max}$  достигает абсолютного максимума. Обе величины  $\xi_m$  и  $M_{\max}$  уже были даны в табл. 7.4 (т.е.  $\xi_m = z_m = 0,7251$  и  $M_{\max} = M_{ozm} = 0,6129 F_b \cdot e$  для неразрезной пяти пролетной балки).



## (В) Пролет II

Формулы, полученные из того же самого первоначального уравнения с помощью тех же самых математических методов, более сложные, чем для пролета I.

Изгибающий момент:

$$M(z) = C_1 \cdot \cos \alpha z + C_2 \cdot \sin \alpha z , \quad (7.3)$$

Где

$$C_1 = M_1$$

и

$$C_2 = \frac{(F_b \cdot l + M_2) \cdot \xi + M_1 \cdot (l - \xi - l \cdot \cos \alpha \xi)}{l \cdot \sin \alpha \xi} ,$$

$M_2$  - момент на правой опоре пролета II (опора 2).

- Расположение экстремума функции.

$$z_m = \frac{1}{\alpha} \cdot \operatorname{arctg} \frac{C_2}{C_1}, \quad (7.4)$$

- Постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  зависят от моментов на опорах, т.е. также от расположения момента  $F_b \cdot e$ .

- Поэтому, в отличие от пролета  $l$ , расположение максимального изгибающего момента ( $z_m$ ) в данном случае является функцией расположения

$$F_b \cdot e \cdot (\xi_m). \quad M_{\max} = M_1 \cdot \cos \alpha z_m + \frac{(F_b \cdot l + M_2) \cdot \xi}{l \cdot \sin \alpha \xi} \cdot \sin \alpha z_m +$$

Максимаг

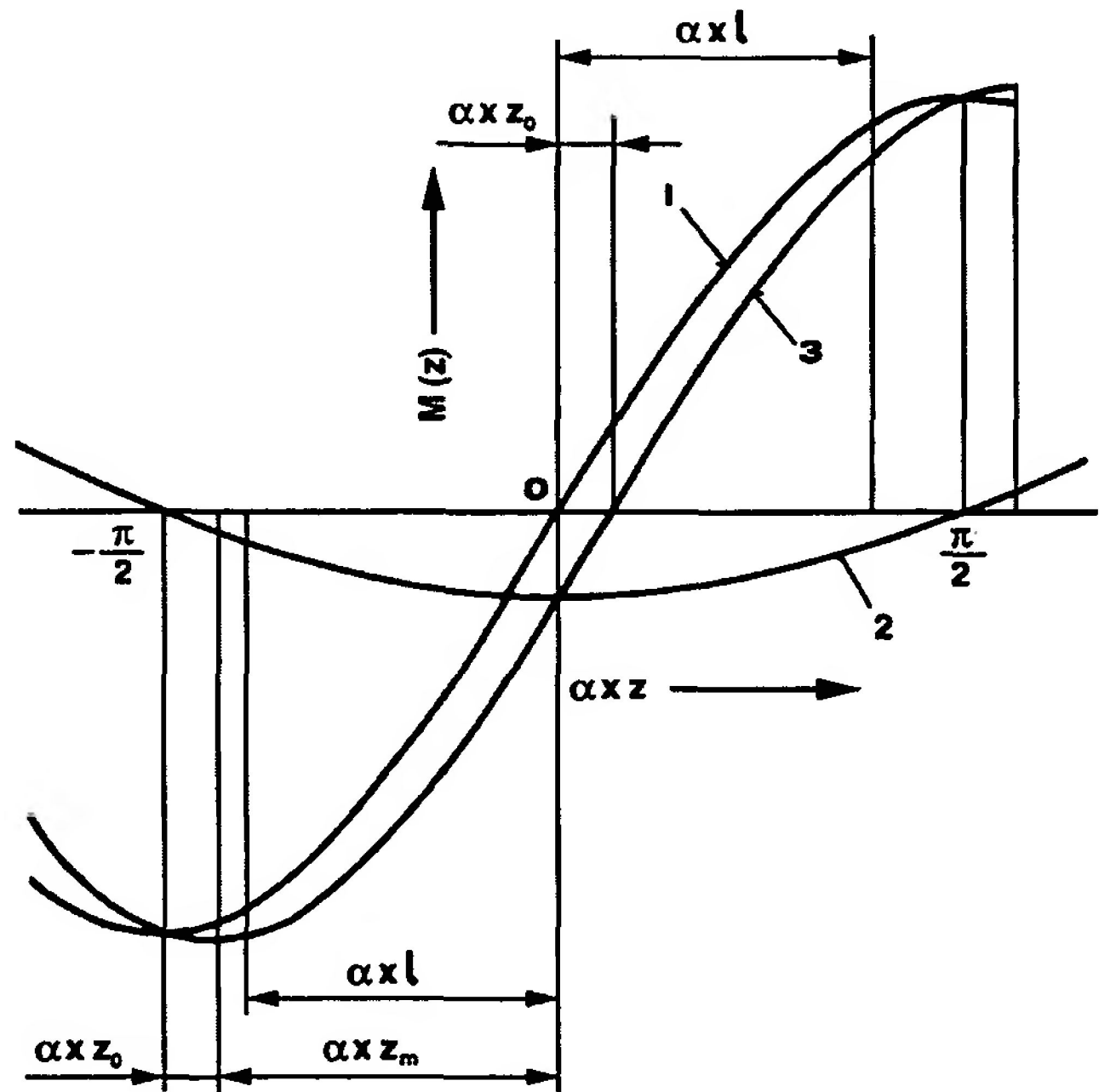
$$+ \frac{M_1 \cdot (l - \xi - l \cdot \cos \alpha \xi)}{l \cdot \sin \alpha \xi} \cdot \sin \alpha z_m. \quad (7.5)$$

- Кривая зависимости  $M(z)$ , может быть получена путем наложения двух отдельных кривых:  $C_2 \cdot \sin \alpha z$  и  $C_1 \cdot \cos \alpha z$  с различными амплитудами. Амплитуды отличаются в зависимости от расположения  $F_b \cdot e$ . Полученная кривая характеризуется разной амплитудой и фазовым сдвигом.
- Заменяв исходные данные техническими параметрами реального лифта, будет легко показать, что  $C_2$  всегда больше нуля, а  $C_1$  может быть больше, меньше или равно нулю в зависимости от расположения  $\xi$  момента  $F_b \cdot e$ . Существует предельное значение которое, например, для балки пяти или более пролетов имеет величину  $0,3804 \cdot l$ , измеренную от левой опоры (1).

- Кроме того,
- $C_1 < 0$  для  $\xi > 0,3804$  и фазовый сдвиг  $z_0 > 0$ ;
- $M(z)$  смещается в правом направлении.
- $C_1 = 0$  для  $\xi = 0,3804$  и  $z_0 = 0$ .
- $C_1 > 0$  для  $\xi < 0,3804$  и  $z_0 < 0$ ;
- $M(z)$  смещается влево.
- Фазовый сдвиг:

$$z_0 = \frac{1}{\alpha} \cdot \operatorname{arctg} \left( -\frac{C_1}{C_2} \right). \quad (7.6)$$

- Отдельные кривые 1 и 2 и результирующая синусоидальная кривая 3 для  $M(z)$



# Расчет прогиба

- Следует рассмотреть два случая
- (А)  $F_b$  · е действует у правой опоры (1) пролета I. Этот случай имеет решающее значение, когда ловитель расположен под полом кабины.

Положение максимального прогиба.

$$z_m = \frac{1}{\alpha} \cdot \arccos \frac{\sin \alpha \cdot l}{\alpha \cdot l} . \quad (7.7)$$

$$\bullet N \quad y_m = \frac{F_b \cdot l + M_1(l)}{F_b \cdot \alpha \cdot l} \cdot \left( \frac{\sqrt{\alpha^2 + l^2 - \sin^2 \alpha l}}{\sin \alpha l} \right) - \frac{F_b \cdot l + M_1(l)}{F_b \cdot \alpha \cdot l} \cdot \arccos \frac{\sin \alpha l}{\alpha \cdot l} \quad (7.8)$$

- **(B)**  $F_b \cdot e$  действует у правой опоры (2) пролета II. Этот случай имеет решающее значение, когда ловитель установлен над крышей кабины. Мы получим:

$$z_{m1,2} = \frac{1}{\alpha} \cdot \arcsin \frac{-C_1 \cdot D \pm C_2 \cdot \sqrt{\alpha^2 \cdot l^2 \cdot (C_1^2 + C_2^2) - D^2}}{(C_1^2 + C_2^2) \cdot \alpha \cdot l} \quad (7.9)$$

- где

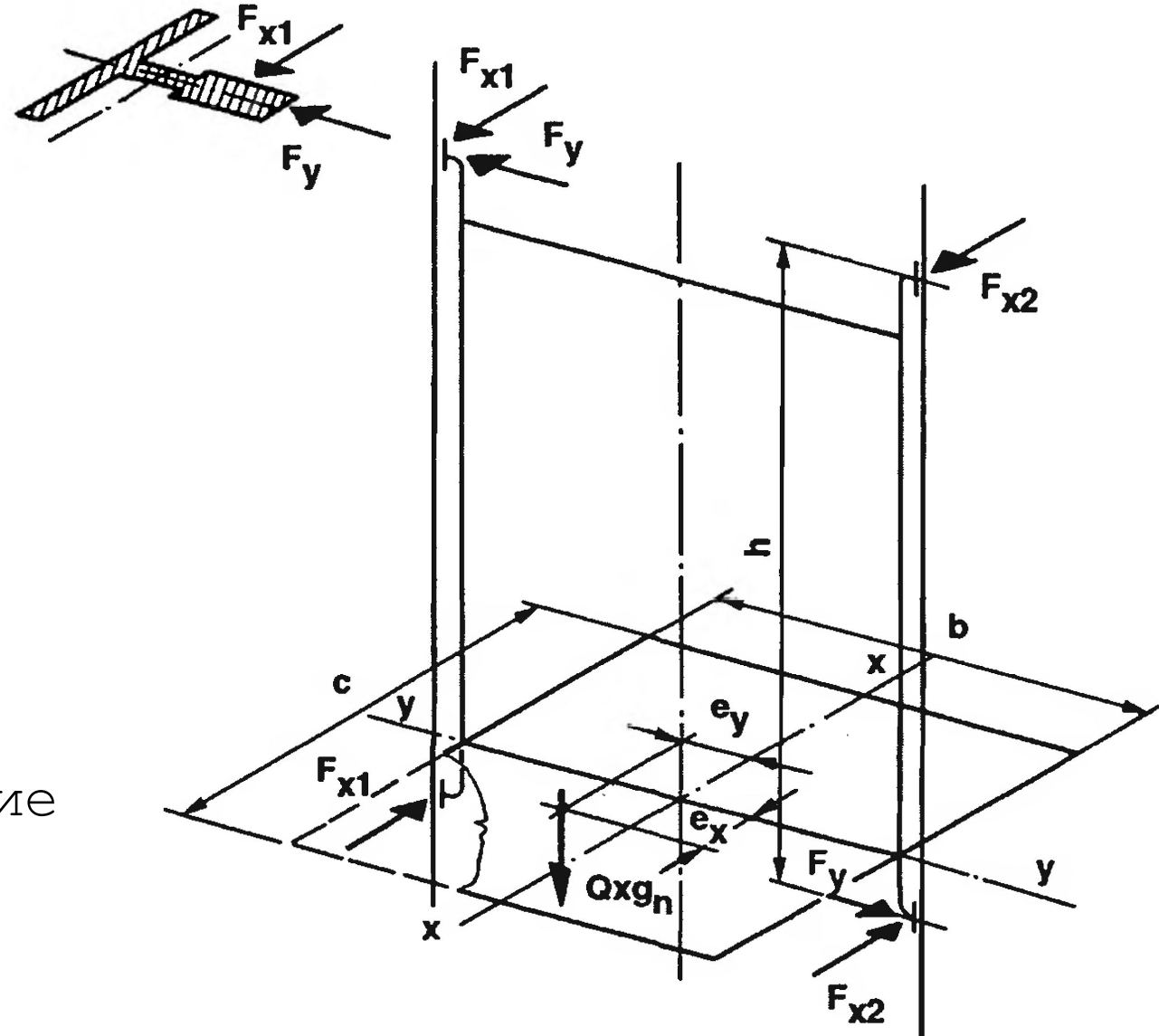
$$D = \frac{F_b \cdot l + M_2(l) - M_1(l)}{F_b}.$$

- Максимальный прогиб

$$y_m = C_1 \cdot \cos \alpha z_m + C_2 \cdot \sin \alpha z_m - \frac{1}{F_b} \cdot \left[ \frac{F_b \cdot l + M_2(l)}{l} \cdot z_m + \frac{M_1(l)}{l} \cdot (l - z_m) \right] \quad (7.10)$$

## 7.2.2. Силы, действующие на направляющие в процессе нормальной работы. Классы загрузки

- При нормальных условиях эксплуатации нагрузка может быть распределена неравномерно в двух перпендикулярных направлениях.

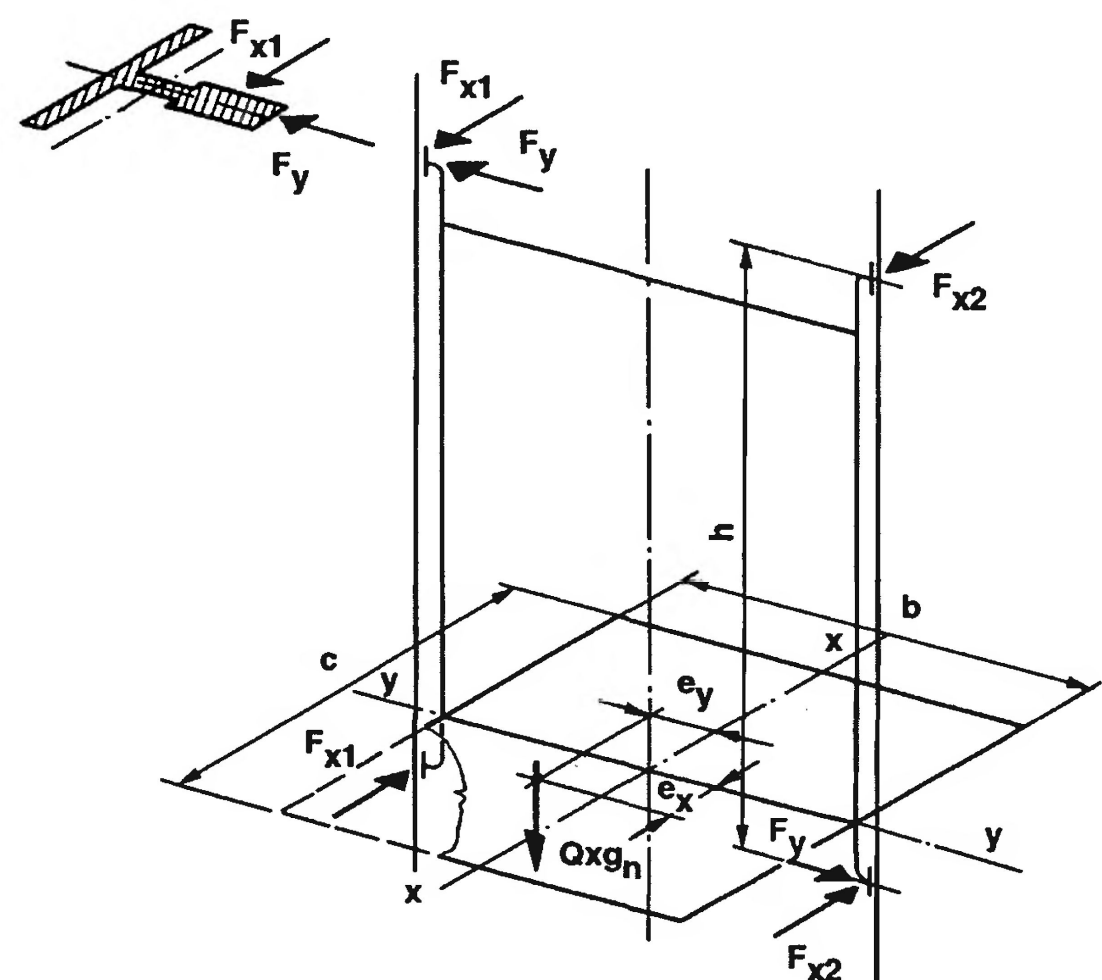


Силы, действующие на направляющие из-за неравномерного распределения нагрузки



- На рис. показана схема направляющих и действующих на них сил, обусловленных неравномерной загрузкой кабины. Силы  $F$  действуют в плоскости направляющих (y-y), тогда как  $F_{x1}$  и  $F_{x2}$  действуют в плоскостях x-x перпендикулярных плоскости y-y.

- Каждая направляющая подвергается из силе  $F_y$ , а также изгибу и кручению сило



- Силы могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_y}{h}, \quad (7.11)$$

$$F_{x1} = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_x \cdot (b + 2 \cdot e_y)}{2 \cdot h \cdot b}, \quad (7.12)$$

$$F_{x2} = \frac{Q \cdot g_n \cdot e_x \cdot (b - 2 \cdot e_y)}{2 \cdot h \cdot b}, \quad (7.13)$$

- где  $Q$  - номинальная грузоподъемность (кг),  $g_n$  - стандартное ускорение свободного падения ( $\text{м/с}^2$ ),  $e_y$  и  $e_x$  - эксцентриситеты нагрузки в кабине (мм),  $b$  - ширина кабины (мм),  $c$  - глубина кабины (мм),  $h$  - вертикальное расстояние между центровыми линиями направляющих башмаков кабины (мм).

- Подставив определенные значения эксцентриситетов  $e_x$  и  $e_y$  в уравнения 7.11, 7.12 и 7.13, мы получим величину поперечных сил, действующих на направляющие в нормальном эксплуатационном режиме.

Например, для  $e_x = c/8$  и  $e_y = b/8$ :

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot b}{8 \cdot h}, \quad F_{x1} = \frac{5 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{64 \cdot h}, \quad F_{x2} = \frac{3 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{64 \cdot h}.$$

# Силы, действующие на направляющие противовеса

- Поперечные силы, действующие на направляющие противовеса, могут быть вызваны смещением центра тяжести относительно точки подвески.
- Для расчетных целей предполагается, что масса противовеса смещена относительно центра на 20 мм в плоскости направляющих (y-y) или в перпендикулярной плоскости (x-x).
- Основные положения расчета силы, действующей на направляющие в нормальных условиях работы, для грузовых лифтов определены в большинстве стандартов. Положения, касающиеся определения классов загрузки, включенные в Британский стандарт BS 5655:Part 9, наиболее поучительны и

# Классы загрузки (в соответствии с BS 5655: Part 9)

- Класс А: Загрузка пассажирами и обычными грузами.
- Класс А загрузки применяется, когда загрузка и разгрузка кабины производится вручную или с использованием ручных тележек и когда масса любого единичного груза или любой ручной тележки с грузом не превышает четверти номинальной грузоподъемности.
- При определении горизонтальных сил, действующих на направляющие, предполагается, что 50% номинальной нагрузки расположено на расстоянии от точки подвески:
  - (a) равном одной четвертой ширины кабины, т.е.  $e_y = B/4$  или
  - (b) равном одной четвертой глубины кабины, т.е.  $e_x = c/4$ .

# Класс В: Загрузка транспортных средств с двигателем.

- Загрузка класса В применяется, когда лифт используется исключительно для перевозки тележек с двигателем или пассажирских автомашин, соответствующих номинальной грузоподъемности лифта.
- При определении горизонтальных сил, действующих на направляющие, предполагается, что полная номинальная нагрузка расположена на расстоянии от точки подвески:
  - (а) равно одной восьмой ширины кабины, т.е.  $e_y = b/8$  или равной одной второй ширины кабины минус 1220 мм, т.е.  $(0,5b-1220)$ , что бы ни было больше.
  - (b) равно одной двенадцатой глубины кабины, т.е.  $e_z = c/12$ .

# Класс С: Загрузка тяжелых грузов

- Загрузка класса С применяется там, где тележки с двигателем или ручные тележки используются для перевозки вместе с грузом, превышающим загрузку класса А, или где транспортируются сосредоточенные грузы.
- При определении горизонтальных сил, действующих на направляющие, предполагается, что полная номинальная нагрузка расположена на расстоянии от точки подвески:
  - (a) равно одной четвертой ширины кабины, т.е.  $e_y = b/4$  или
  - (b) равно одной четвертой глубины кабины, т.е.  $e_x = c/4$ .
- В стандарте BS 5655:Part 9 оговариваются условия загрузки кабины, когда она находится в стационарном положении, на уровне этажа.
- Для классов В и С предполагается, что одна вторая номинальной нагрузки приложена к порогу кабины, что приводит к появлению горизонтальных сил, действующих на направляющие в направлении x-x. Если известна

## 7.2.3. Международные стандарты расчета направляющих

- Британский Стандарт BS 5655:Part 9
- Напряжение в направляющей в процессе работы ловителя  $\sigma$  определяется уравнением:

$$\sigma = \frac{F_b}{S} + \frac{F_b \cdot e}{2 \cdot W_x} \cdot \left[ \cos^{-1} \cdot \left( \frac{l_k}{2} \cdot \sqrt{\frac{F_b}{E \cdot J_x}} \right) + 1 \right], \quad (\text{Н/мм}^2), \quad (7.14)$$

- где  $F_b$ , - тормозная сила, действующая на одну направляющую, (Н),  
 $S$  - площадь поперечного сечения направляющей, ( $\text{мм}^2$ ),  $e$  - эксцентриситет тормозной силы (горизонтальное расстояние от оси x-x поперечного сечения направляющей до точки воздействия башмаков ловителя, (мм),  
 $W_x$  - момент сопротивления изгибу относительно оси x-x, ( $\text{мм}^3$ ),  $l_k$  - максимальное расстояние между кронштейнами направляющих, (мм),  
 $E$  - модуль упругости (Юнга) материала направляющей, ( $\text{Н/мм}^2$ ) и  $J_x$  - момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси x-x, ( $\text{мм}^4$ )



- Прогиб направляющей в процессе работы ловителя ограничен до максимума 0,25 длины механически обработанной поверхности направляющего рельса для того, чтобы избежать риска выхода направляющих башмаков с направляющей.
- С учетом этого условия, максимальная величина тормозной силы  $F_b$  определяется формулой

$$F_b = \frac{4 \cdot E \cdot J_x}{l_k^2} \cos^{-2} \left( \frac{e}{2 \cdot y_{\max} + e} \right), \quad (\text{H}), \quad (7.15)$$

- Тормозная сила  $F_b$  определена в BS 5655: Part 9 и также в Европейском Стандарте EN 81-1.
- В общем, тормозная сила в случае применения двух направляющих рассчитывается по формуле

$$F_b = \frac{Q + K}{2} \cdot (a + g_n), \quad (7.16)$$

- где  $K$  - масса кабины (кг) и  $a$  - максимально допустимое ускорение торможения кабины, ( $\text{м/с}^2$ ).

- Практические значения тормозной силы (допуская, что  $g_n = 10$  м/с<sup>2</sup>) следующие:
- для ловителя резкого торможения, исключая тип с заклинивающим ро.  $F_b = 25 \cdot (Q + K)$ , т.е.  $a = 40$  м/с<sup>2</sup>;
- для ловителя с заклинивающим роликом,  
$$F_b = 15 \cdot (Q + K), \text{ т.е. } a = 20 \text{ м/с}^2;$$
- для ловителя плавного торможения,  
$$F_b = 10 \cdot (Q + K), \text{ т.е. } a = 10 \text{ м/с}^2.$$

- Напряжение в направляющих, рассчитанное по уравнению 7.14, не должно превышать следующие значения:
  - 140 Н/мм<sup>2</sup> для предела прочности стали 370 Н/мм<sup>2</sup>  
170 Н/мм<sup>2</sup> для предела прочности стали 430 Н/мм<sup>2</sup>  
210 Н/мм<sup>2</sup> для предела прочности стали 520 Н/мм<sup>2</sup>.
- Величина модуль упругости (Юнга)  $E = 2,07 \times 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>.
- Критерии качества, основанные на учете напряжений и деформации, при работе в нормальном эксплуатационном режиме следующие: направляющая рассматривается как простая балка с определенной степенью фиксации в опорных точках и, предполагается, что поперечная сила действует в середине расстояния между креплениями направляющей.

- Тогда максимальные напряжения изгиба рассчитываются по формулам 7.17 и

$$\sigma_y = \frac{F_y \cdot l_k}{6 \cdot W_x}, \quad (7.17)$$

$$\sigma_x = \frac{F_x \cdot l_k}{6 \cdot W_y}. \quad (7.18)$$

- Постоянный коэффициент в знаменателях уравнений 7.17 и 7.18 должен быть равным 4 для шарнирных опор и 8 - для опор с заделкой концов.
- При расчете максимально допустимого напряжения по отношению к пределу прочности материала направляющей на растяжение, следует принимать коэффициент запаса 5, что составляет практически половину значения, определенного для случая работы ловителя.

- Горизонтальная упругая деформация в средней точке балки в двух взаимно перпендикулярных направлениях рассчитывается по формулам:

$$y_y = \frac{F_y \cdot l_k^3}{96 \cdot E \cdot J_x}, \quad (7.19)$$

$$y_x = \frac{F_x \cdot l_k^3}{96 \cdot E \cdot J_y}. \quad (7.20)$$

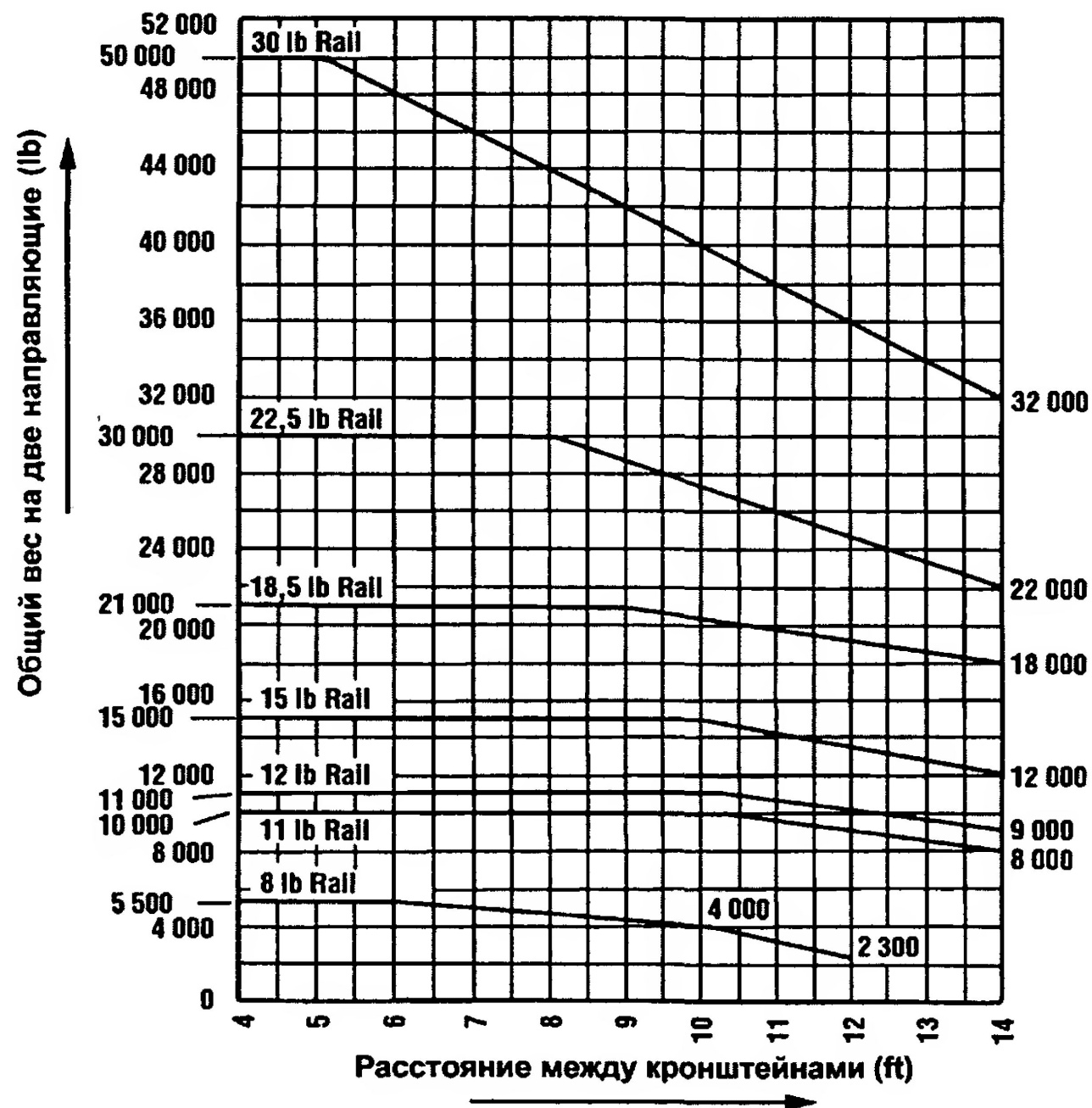
- Постоянный коэффициент в уравнениях 7.19 и 7.20 будет 48 для шарнирных опор и 192 для опор с заделкой концов.
- Максимально допустимые прогибы в соответствии с уравнениями 7.19 и 7.20 составляют 3 мм в плоскости направляющих ( $y_y$ ) и 6 мм в перпендикулярном направлении ( $y_x$ ).

# Американский Стандарт Безопасности А

## 17.1

- Метод расчетов, определенный в А17.1, непонятный, т.к. он основан на графиках для расчета размера направляющих без представления теоретического обоснования. Тем не менее, форма графиков аналогична форме графиков, основанных на Британских критериях и, в результате, предполагается, что исходные допущения и методы расчета сходны в обоих нормативных документах.

- В случае установки одного ловителя на кабине или противовесе, для заданного типоразмера направляющей и величины шага установки кронштейнов, по графику можно определить максимальный вес кабины с номинальной нагрузкой или вес противовеса, включая вес любых компенсирующих канатов или цепей, подвесного кабеля, приходящийся на пару направляющих. Все величины указаны в американской системе, которые легко можно перевести в соответствующие европейские.



Примечание: 1 lb=0,454 кг, 1 ft=0,305 м.



- При применении двух ловителей кабины или противовеса (сдвоенных) нагрузки, определенные на предыдущем рис., могут быть увеличены с помощью множителей приведенных

*Таблица 7.6*

**Множители нагрузки для разных вертикальных расстояний между сдвоенными ловителями**

Вертикальное расстояние, (ft)	Множитель
18 или больше	2,00
15	1,83
12	1,67
9	1,50

Примечание: 1 ft = 0,305 м

- Там, где противовесы не оборудованы ловителем, вес противовеса на пару направляющих не должен превышать значений табл.7.7. Если не используется железобетон, расстояние между кронштейнами не должно превышать 4,88 м (16 фт).

*Таблица 7.7*

**Направляющие для противовесов без ловителей**

Вес противовеса (lb)	Номинальный вес направляющего рельса (lb/ft)
15000	8,0
27000	11,0
29000	12,0
40000	15,0
56000	18,5
80000	22,5

Примечание.: 1lb= 0,454 кг, 1 lb/ft= 1,49 кг/м.

- В А17.1 определено максимальное напряжение в направляющей или ее креплении под действием горизонтальных сил, действующих на направляющую в процессе загрузки, разгрузки или перемещении, рассчитанное без ударной нагрузки как  $103 \text{ Н/мм}^2$ , основанное на классе загрузки и максимально допустимом прогибе 6,3 мм.

# Европейский Стандарт EN 81-1:1998

- Методы вычислений, включенные в Приложение G этого стандарта, довольно подробны и исключительно информативны и, соответственно, здесь обсуждаться не будут. Нормирован только коэффициент запаса, максимально допустимое напряжение и максимально допустимый прогиб.
- В табл.7.8 приведены значения коэффициента запаса по отношению к пределу прочности материала направляющих в зависимости от условий эксплуатации и относительного удлинения (пластичности) материала направляющей.
- Материал с удлинением до 8% не может использоваться для направляющих.

Таблица 7.8

**Коэффициент запаса для расчета направляющих**

Условия эксплуатации	Удлинение (пластичность) $D\%$	Коэффициент запаса прочности
Условия движения (нормальная работа)	$D \geq 12$	2,25
Загрузка (разгрузка)	$8 \leq D < 12$	3,75
Работа устройств безопасности	$D \geq 12$	1,80
	$8 \leq D < 12$	3,00

- В табл. 7.9 представлены максимально допустимое напряжение для наиболее распространенных величин предела прочности материала направляющей и для всех условий эксплуатации.

**Максимально допускаемое напряжение в направляющих**

Условия эксплуатации	Предел прочности материала (Н / мм <sup>2</sup> )		
	370	440	520
Условия движения (нормальная работа) Загрузка (разгрузка)	165	195	230
Работа устройств безопасности	205	244	290

- Максимально допустимый погиб направляющих профиля Т:
- (a) 5 мм в обоих направлениях для направляющей при работе ловителя,
- (b) 10 мм для обоих направлений направляющих противовеса без лови-  
тодой

## 7.2.4. Оценка методов расчета

- Расчеты напряжений и прогибов, включенные в стандарт BS 5655:Part 9, касаются всех условий эксплуатации. Однако могут возникнуть возражения при проведении детального анализа.
- В разделе 7.2.1 был представлен анализ напряжения направляющих, приводящему к заключению, что при воздействии ловителя направляющие никогда не подвергаются напряжению от комбинации продольного изгиба и изгиба в плоскости действия изгибающего момента, т.е. в направлении оси  $y$ - $y$  площади поперечного сечения направляющей. Это было всегда сочетанием сжатия и изгиба. Поэтому неправильно рассматривать возможность одновременного действия продольного изгиба и изгиба в плоскости внешнего момента.

- Однако напряжения продольного изгиба не следует игнорировать во избежание риска потери статической устойчивости направляющих.
- Продольный изгиб может произойти в плоскости наименьшей изгибной жесткости направляющей.
- Нормативы для определения тормозной силы ловителя  $F_b$  могут стать предметом обсуждения, в частности, при применении ловителя резкого торможения. Ускорение торможения  $40 \text{ м/с}^2$  кажется довольно небольшим.
- Предполагается, что нагрузка равномерно распространяется на полу кабины при работе ловителя.
- Эффект одновременного действия тормозной силы ловителя и горизонтальных сил, вызванных эксцентричным положением груза в кабине, не принимаются во внимание.



- В высшей степени невероятно совпадение работы ловителя и наиболее неблагоприятного распределение нагрузки на полу кабины для современных конструкций лифтов; однако эффект одновременности для панорамных лифтов, где консольная нагрузка всегда создает поперечные нагрузки направляющих, следует учитывать.
- Поперечные силы могут быть также вызваны весом собственной массы кабины в зависимости от положения центра тяжести и точки подвески. Кроме того, из-за консольного положения нагрузки дополнительный динамический вращающий момент в ходе работы ловителя приведет к действию дополнительных динамических сил на направляющие.

- В стандарте BS 5655:Part 9 регламентированы горизонтальные силы, действующие на направляющие в нормальных условиях эксплуатации, а также максимально допустимые прогибы.
- К сожалению, одновременное действие в одной и той же точке направляющей двух взаимно перпендикулярных сил не принимается во внимание, хотя нагрузка может неравномерно распределяться одновременно в обоих направлениях.
- При расчете сил в направлении оси x-x (см. рис.7.16), нагрузка предполагается симметрично расположенной относительно оси x-x и силы на обе направляющие - одинаковой величины.

- Уравнения для напряжения и допустимого прогиба были получены для простой балки с определенной степенью ограничения подвижности в точках крепления. В результате, в формулах были заменены знаменатели. Однако направляющие фактически являются неразрезными балками, и будет интересно провести сравнительные расчеты для получения разных результатов.
- Скручивание направляющих, вызванное горизонтальными силами в направлении оси  $x-x$ , не принимается во внимание в любом стандарте, хотя его влиянием пренебрегать не следует.
- Как уже говорилось, расчет направляющих, включенный в А 17.1, непонятный и, соответственно, здесь комментировать не будет.
- Дальнейшая эволюция стандартизации расчетов должна привести к использованию сложных компьютерных программ, которые могут отражать фактические условия и учитывать все влияющие факторы.

## 7.2.5. Рекомендуемый метод расчета направляющих

- Рекомендуемый метод должен быть простым, охватывать все эксплуатационные условия и отражать современное состояние знания.
- **А. Работа ловителя**
- **І. Все лифты, кроме лифтов с эксцентричными направляющими или с консольной подвеской.**
- (а) Напряжение от изгиба и сжатия  $\sigma$ :

$$\sigma = F_b \cdot \left( \frac{1}{S} + C_1 \cdot \frac{e}{W_x} \right), \quad (\text{Н/мм}^2). \quad (7.21)$$

- Изгибающий момент вызван эксцентрически расположенной тормозной силой  $F_b$ ; внешний момент  $F_b \cdot e$ .
- Расчет производится для неразрезной балки.
- В уравнении 7.21  $S$  - площадь поперечного сечения направляющей ( $\text{мм}^2$ ),  
 $e$  - эксцентриситет тормозной силы  $F_b$  ( $\text{мм}$ ),  $W_x$  - момент сопротивления изгибу относительно оси  $x-x$  ( $\text{мм}^3$ ).
- Коэффициент  $C_1$  дается в таблице 7.10 и зависит от количества пролетов неразрезной балки.
- Тормозная сила:  $F_b = k_1 \cdot \frac{Q + K}{n} \cdot g_n$ , (Н) по формуле:

- Здесь  $K$  - масса кабины (кг),  $n$  - количество направляющих,  $g_n$  - стандартное ускорение свободного падения ( $m/s^2$ ) и  $k_1$  - коэффициент динамичности, зависящий от типа ловителя:
- $k_1 = 5$  для ловителей резкого торможения кроме типа с заклинивающим роликом,
- $k = 3$  для ловителей резкого торможения с заклинивающим роликом,
- $k = 2$  для ловителей плавного торможения.

*Таблица 7.10*

**Значения величины коэффициента  $C_1$**

Число пролетов	$C_1$
2	0,621
3 или более	0,616

- **(b) Напряжение продольного изгиба**
- В плоскости минимальной жесткости изгиба направляющей напряжение рассчитывается по формуле:

$$\sigma = \frac{F_b \cdot \omega}{S}, \text{ (Н/мм}^2\text{)} \quad (7.22)$$

- где  $\omega$  — коэффициент продольного изгиба, данный в таблицах 7.11 и 7.12 для стали с пределом прочности 370 Н/мм<sup>2</sup> и 520 Н/мм<sup>2</sup>, соответственно, как функция гибкости  $\lambda$ .

Коэффициент продольного изгиба  $\omega$  для стали с пределом прочности 520 Н/мм<sup>2</sup>

$\lambda$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\lambda$
20	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,11	20
30	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	30
40	1,19	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	40
50	1,28	1,30	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	50
60	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,49	1,51	1,53	1,54	1,56	60
70	1,58	1,60	1,62	1,64	1,66	1,68	1,70	1,72	1,74	1,77	70
80	1,79	1,81	1,83	1,86	1,88	1,91	1,93	1,95	1,98	2,01	80
90	2,05	2,10	2,14	2,19	2,24	2,29	2,33	2,38	2,43	2,48	90
100	2,53	2,58	2,64	2,69	2,74	2,79	2,85	2,90	2,95	3,01	100
110	3,06	3,12	3,18	3,23	3,29	3,35	3,41	3,47	3,53	3,59	110
120	3,65	3,71	3,77	3,83	3,89	3,96	4,02	4,09	4,15	4,22	120
130	4,28	4,35	4,41	4,48	4,55	4,62	4,69	4,75	4,82	4,89	130
140	4,96	5,04	5,11	5,18	5,25	5,33	5,40	5,47	5,55	5,62	140
150	5,70	5,78	5,85	5,93	6,01	6,09	6,16	6,24	6,32	6,40	150
160	6,48	6,57	6,65	6,73	6,81	6,90	6,98	7,06	7,15	7,23	160
170	7,32	7,41	7,49	7,58	7,67	7,76	7,85	7,94	8,03	8,12	170
180	8,21	8,30	8,39	8,48	8,58	8,67	8,76	8,86	8,95	9,05	180
190	9,14	9,24	9,34	9,44	9,53	9,63	9,73	9,83	9,93	10,03	190
200	10,13	10,23	10,34	10,44	10,54	10,65	10,75	10,85	10,96	11,06	200
210	11,17	11,28	11,38	11,49	11,60	11,71	11,82	11,93	12,04	12,15	210
220	12,26	12,37	12,48	12,60	12,71	12,82	12,94	13,05	13,17	13,28	220
230	13,40	13,52	13,63	13,75	13,87	13,99	14,11	14,23	14,35	14,47	230
240	14,59	14,71	14,83	14,96	15,08	15,20	15,33	15,45	15,58	15,71	240
250	15,83										250

Для сталей с другими пределами прочности величина  $\omega$  определяется методом линейной интерполяции



Коэффициент продольного изгиба  $\omega$  для стали с пределом прочности 370 Н/мм<sup>2</sup>

$\lambda$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\lambda$
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250

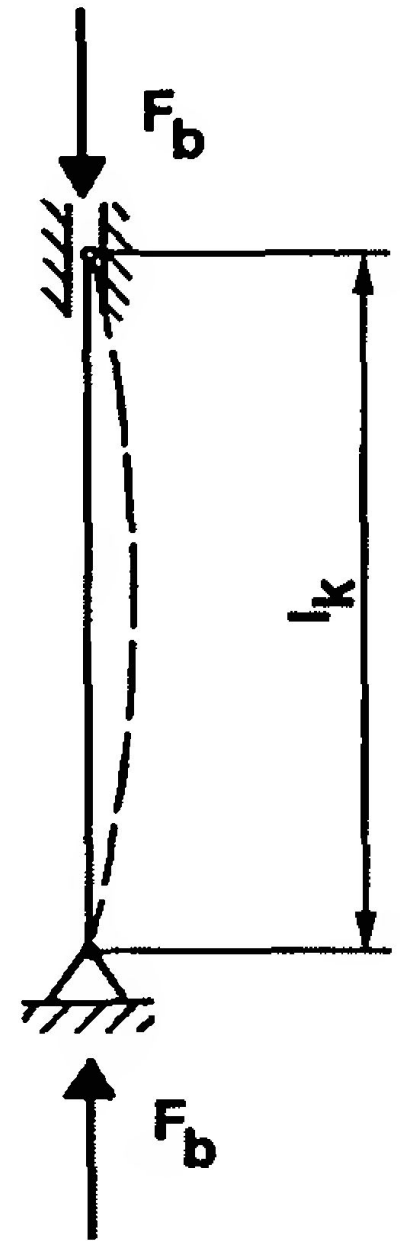
Для сталей с другими пределами прочности величина  $\omega$  определяется методом линейной интерполяции

- Для стали с пределом прочности  $420 \text{ Н/мм}^2$  коэффициент продольного изгиба может быть определен по формуле (линейная интерполяция):

$$\omega_{420} = (\omega_{520} - \omega_{370}) \cdot \frac{420 - 370}{520 - 370} + \omega_{370}$$

- Предполагается, что направляющая ведет себя как простая балка с двумя опорами, нагруженная тормозной силой  $F_b$ , действующей в направлении её продольной оси.

Схема для расчета напряжений продольного изгиба



- Гибкость:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \quad (7.23)$$

- где  $i$  - радиус инерции, (мм),

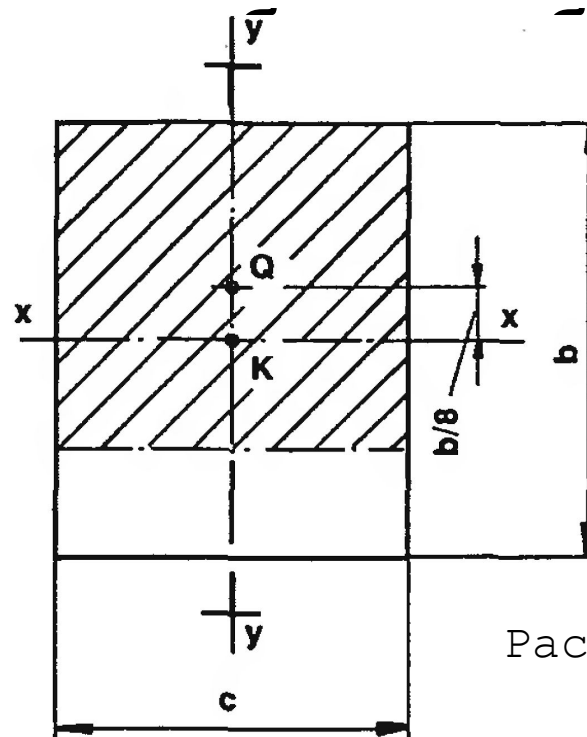
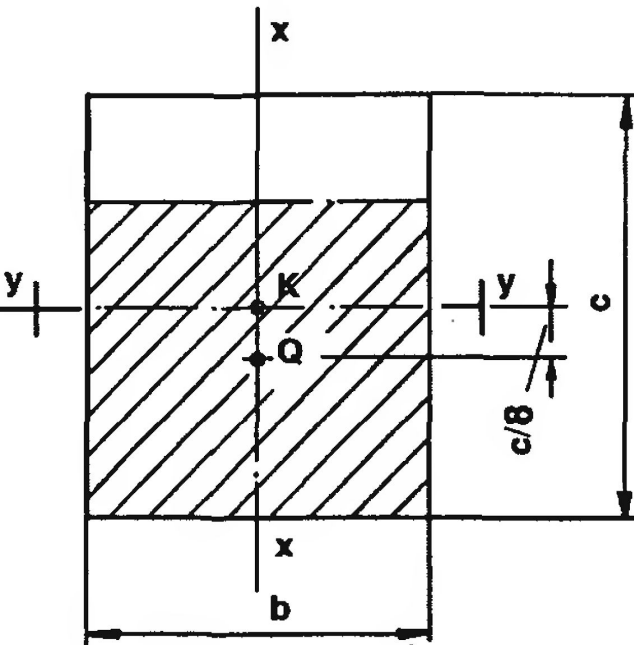
$$i = \sqrt{\frac{J}{S}}, \text{ (мм)}, \quad (7.24)$$

- где  $J$ - минимальный момент инерции площади поперечного сечения направляющей, (мм<sup>4</sup>), т.к. предполагается, что продольный изгиб происходит в плоскости наименьшей изгибной жесткости направляющей.

- В обоих случаях (а) и (б) максимально допускаемое напряжение должно соответствовать стандарту EN 81-1:1998.
- Сравнительные расчеты, выполненные в Чешской Республике для ряда пассажирских и грузовых лифтов с разными основными параметрами, выявили, что определяющий вид напряжений зависит от показателя гибкости направляющей. Для гибкости  $\lambda \leq 105$  напряжение, вызванное совместным действием изгиба и сжатия, является определяющим, тогда как было доказано, что продольный изгиб ведет к критической ситуации в случае  $\lambda > 105$ .
- Так как коэффициент продольного изгиба также в значительной степени зависит от материала направляющих, рекомендуется проводить расчет по обоим видам напряжений для гибкости 100-110.

## II. Лифты с эксцентричным положением направляющих или с консольной подвеской

- Следует проводить расчет суммарных напряжений при комбинированном действии изгиба и сжатия; дополнительно следует учитывать изгибающий момент, обусловленный наличием груза в кабине.
- Нагрузка должна быть равномерно распределена на три четверти тагоприятном положении.



Распределение нагрузки в глубоких кабинах (глубина больше ширины)

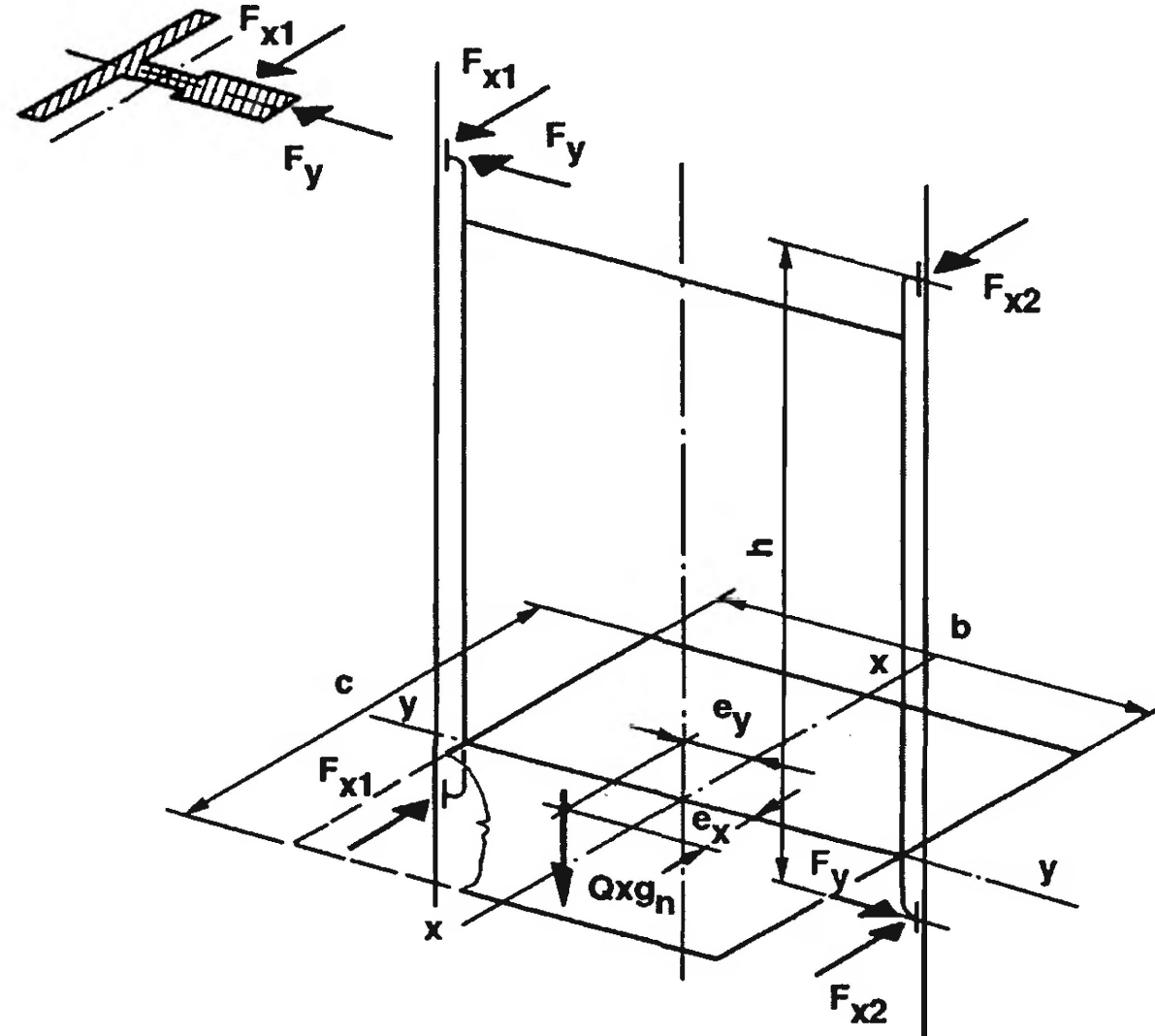
Распределение нагрузки в широких кабинах (ширина больше глубины)

- Силы тяжести массы груза и кабины должны умножаться на коэффициент динамичности  $k_d$ . Нагрузка должна быть приложена в соответствующей точке площади поперечного сечения.

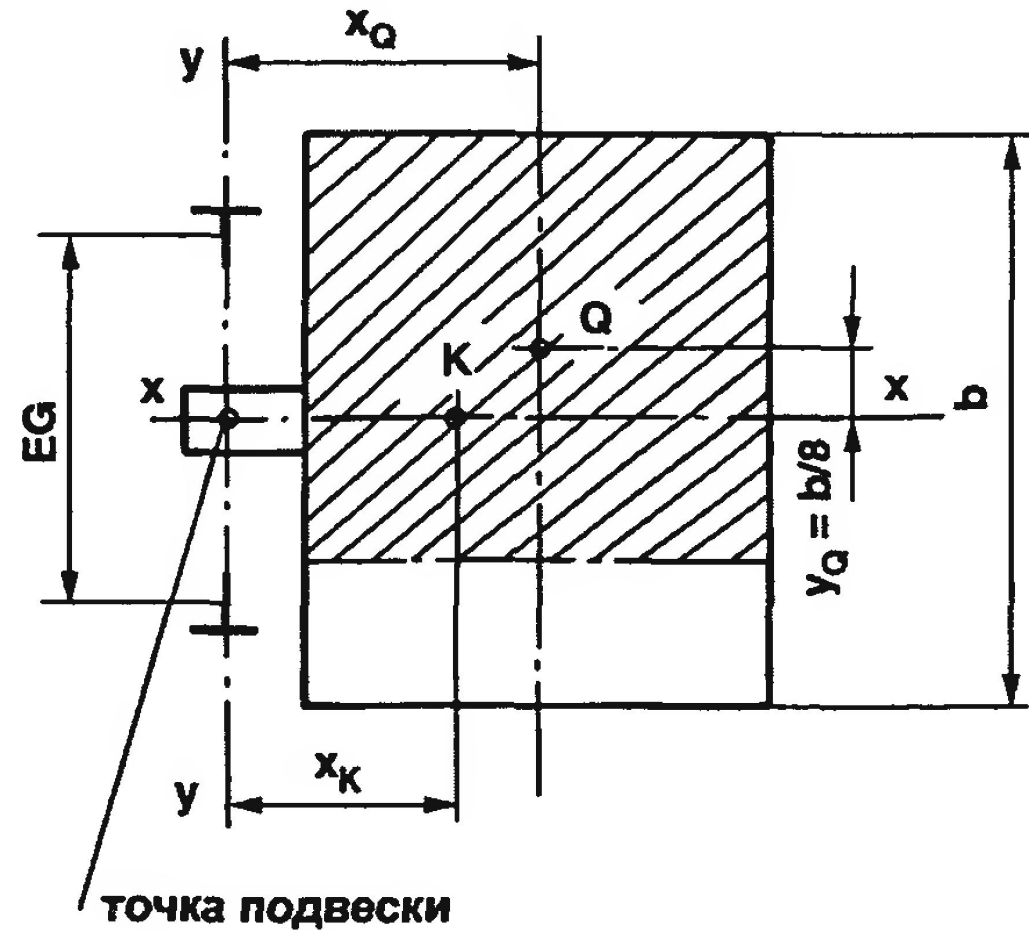
# В. Условия передвижения (нормальная работа)

- **Напряжение изгиба**

- Расположение боковых и поперечных сил, действующих на направляющие, показано на рис.



- Предполагается, что нагрузка равномерно распределена на три четверти площади пола кабины в наиболее неблагоприятном положении.
- Следует выполнить расчет напряжения изгиба для лифтов с эксцентричным расположением направляющих или с консольной подвеской.
- Для типовых конструкций лифтов напряжение изгиба не велико.
- Расчет будет выполнен для случая двухосного изгиба





- Боковая сила:

$$F_x = \frac{K \cdot g_n \cdot x_K}{2 \cdot h} + \frac{Q \cdot g_n \cdot (EG/2 + y_Q) \cdot x_Q}{EG \cdot h}, \text{ (Н)}. \quad (7.26)$$

- Поперечная сила:

$$F_y = \frac{Q \cdot g_n \cdot y_Q}{h}, \text{ (Н)}. \quad (7.27)$$

- Максимальные изгибающие моменты можно получить из формул, если  $h < 1,5 l$  ( $h$  - расстояние между центральными точками направляющих башмаков).

$$M_{ox} = 0,22 \cdot F_x \cdot l, \text{ (Н мм)}, \quad (7.28)$$

$$M_{oy} = 0,2 \cdot F_y \cdot l, \text{ (Н мм)}, \quad (7.29)$$

- если  $h > 1,5l$

$$M_{ox} = 0,2 \cdot F_x \cdot l, \text{ (Н мм)}, \quad (7.30)$$

$$M_{oy} = 0,17 \cdot F_y \cdot l, \text{ (Н мм)}. \quad (7.31)$$

- Напряжение изгиба:

$$\sigma_x = \frac{M_{ox}}{W_y}, \text{ (Н мм)}, \quad (7.32)$$

$$\sigma_y = \frac{M_{oy}}{W_x}, \text{ (Н мм)}. \quad (7.33)$$

Если конфигурация отличается от показанной на рис. ранее, силы  $F_x$  и  $F_y$  должны быть рассчитаны соответствующим образом. Одновременное действие  $F_x$  и  $F_y$  происходит только в случае двусосного изгиба.

# Прогиб

- Прогиб в плоскости направляющих (y-y) рассчитывается по формуле:

$$\delta_y = C_2 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{E \cdot J_x}, \text{ (мм)}, \quad (7.34)$$

- где  $l$  - максимальное расстояние между центральными точками кронштейнов крепления пролета направляющей, (мм),  $E$  - модуль упругости направляющей ( $\text{Н/мм}^2$ ),  $J_x$  - момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси x-x поперечного сечения ( $\text{мм}^4$ ).
- $C_2$  дано в табл. 7.13 и зависит от количества пролетов неразрезной балки.

Значения величины коэффициента  $C_2$ 

Число пролетов	$C_2$
2	0,01500
3	0,01458
4 или более	0,01455

- Прогиб в плоскости x-x, перпендикулярной плоскости направляющих, может рассчитываться по формуле:

$$\delta_x = C_3 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{E \cdot J_y}, \text{ (мм)} \quad (7.35)$$

- где  $J_y$  - момент инерции площади поперечного сечения направляющей относительно оси y-y поперечного сечения (мм<sup>4</sup>).

- Если вертикальное расстояние между центральными точками направляющих башмаков  $h < 1,5l$ ,  $C_3$  - можно будет определить по графику на рис.7.22 в зависимости от числа пролетов и величины соотношения графике 7.22, оно зависит от количества пролетов неразрезной балки и отношения  $s/l$ ;  $s = h - l/2$ . Для  $h \geq 1,5l$ ,  $C_3 = C_2$  (табл. 7.13).
- Максимальная величина прогиба в обоих направлениях не должна превышать 3 мм



Рис. 7.22. График для определения коэффициента  $C_3$

# С. Загрузка (разгрузка)

- Предполагается, что определенная часть номинальной нагрузки

$F_s = f_1 Q g_n$  действует на порог входа кабины.

- Принимаются следующие значения величины  $f_1$

- $f_1 = 0,4$  для пассажирских лифтов,

- $f_1 = 0,75$  для грузовых лифтов без загрузки вилочными погрузчиками

или подобными устройствами или, если в случае загрузки вилочными

Погрузчиками вес вилочного погрузчика включен в  $Q$ .

$f_1 = 1,25$  для грузовых лифтов, если вес вилочного погрузчика не вклю-

чен в  $Q$ .

- Основные формулы для одноосного изгиба (см. рис. ):
- Поперечная сила нагрузки направляющей:

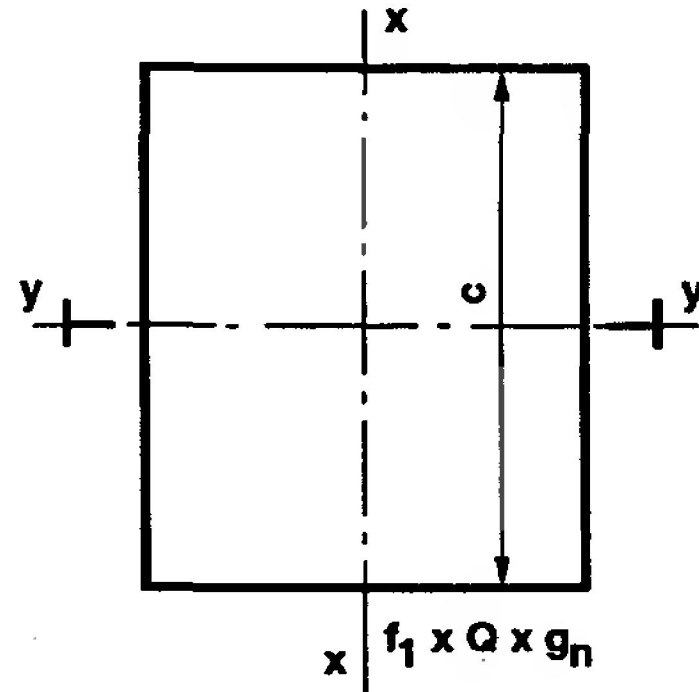
$$F_x = \frac{f_1 \cdot Q \cdot g_n \cdot c}{4 \cdot h}, \quad (\text{Н}). \quad (7.36)$$

- Изгибающий момент:  
если  $h < 1,5 l$ ,

$$M_{ox} = 0,22 \cdot F_x \cdot l, \quad (\text{Н} \cdot \text{мм}), \quad (7.37)$$

- если  $h > 1,5 l$ ,

$$M_{ox} = 0,2 \cdot F_x \cdot l, \quad (\text{Н} \cdot \text{мм}). \quad (7.38)$$



- Напряжение изгиба:

$$\sigma_x = \frac{M_{ox}}{W_y}, \text{ (Н/мм}^2\text{)}. \quad (7.39)$$

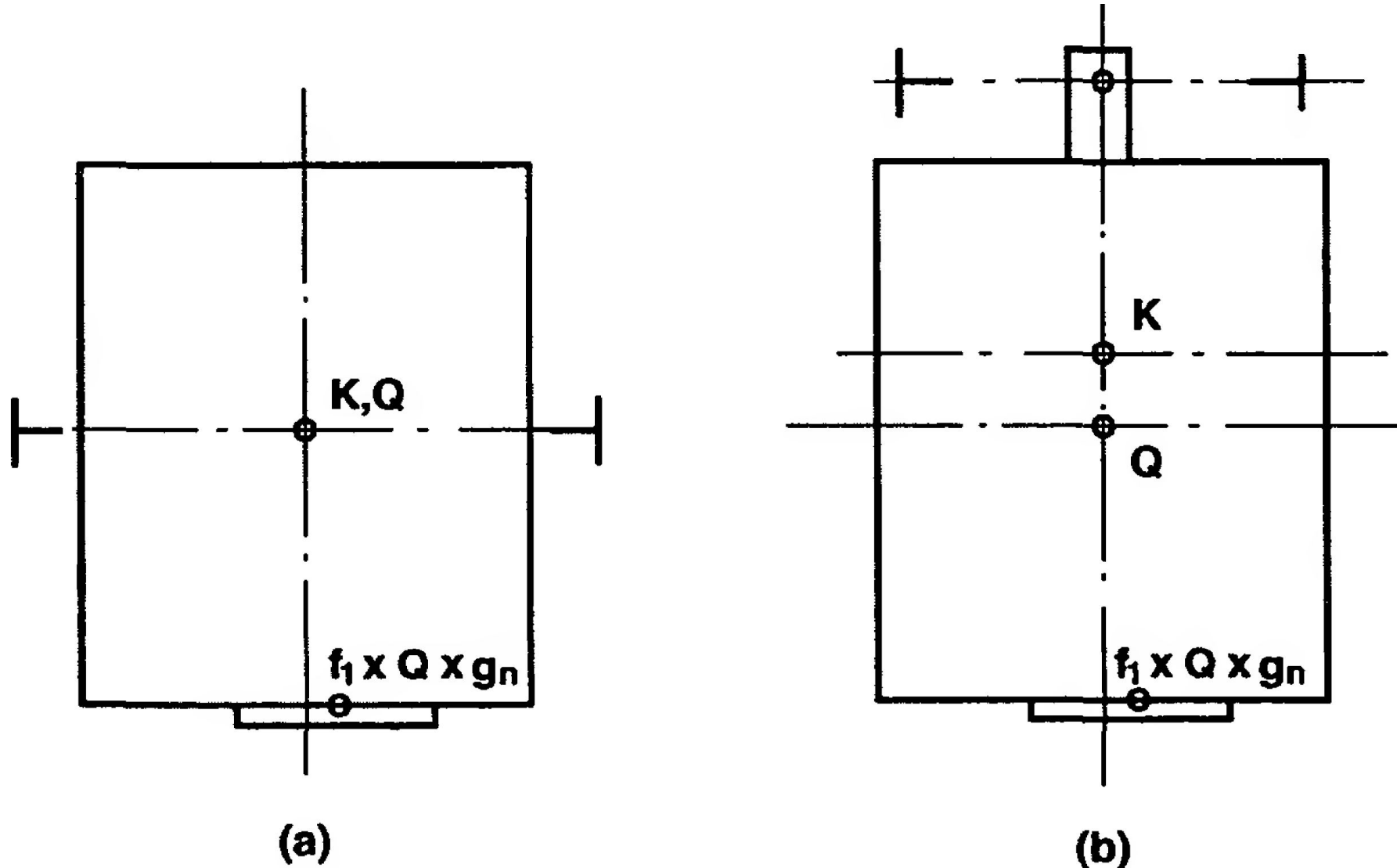
- Прогиб:

$$\delta_x = C_3 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{E \cdot J_y}, \text{ (мм)}. \quad (7.40)$$

- $C_3$  можно определить по графику на рис. 7.22.
- В случае двухосного изгиба (т.е. где применяются двери одностороннего открывания) - см. рис. 7.24.



- В случае двухосного изгиба (т.е. где применяются двери одностороннего открывания) - см. рис. 7.24.



- Методы расчета напряжений и прогибов такие же, как и для нормальных эксплуатационных условий.
- На рис. (а) показана кабина с центральной подвеской и дверями бокового открывания и (b) консольная кабина. Эта конфигурация может создать проблемы в отношении деформации направляющих и может привести к использованию направляющих большого размера.
- Максимально допустимое напряжение должно быть таким же, как и для нормальной работы.
- Максимальный прогиб не должен превышать 5 мм в обоих направлениях.