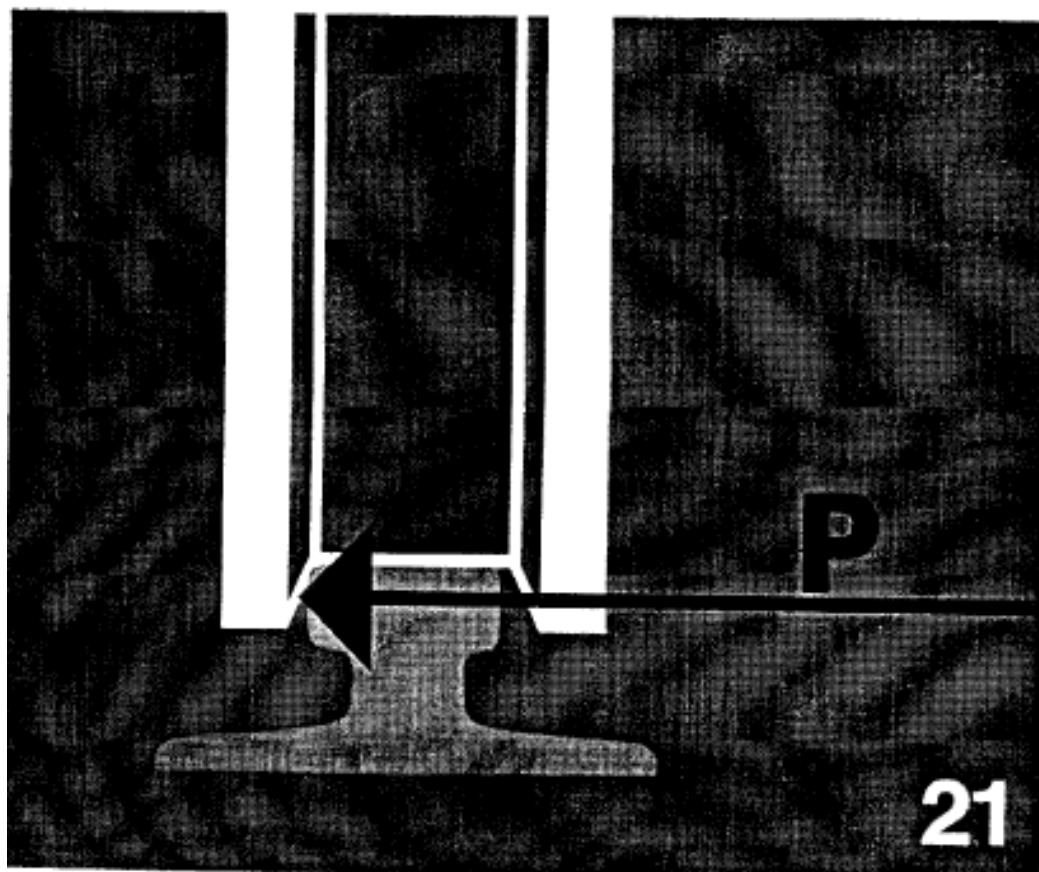


Ходовые характеристики кранов

Азбука механики движения в рельсовой колесе



Библиографическая запись для картотеки литературы

DK 621.874/.875

Hannover, Hans-Otto

Ходовые характеристики кранов

Азбука механики движения в рельсовой колее

Порядок технологического процесса на производстве

Ответственный редактор: профессиональный кружок «Союз немецких инженеров» Технологический процесс и подъёмно-транспортное оборудование

Düsseldorf: Издательство «Союз немецких инженеров».1974.104 стр. 41 рис. 19 табл.

Издательство «Союз немецких инженеров» Общество с ограниченной ответственностью, Düsseldorf 1974

Все права, а также право на выборочную перепечатку, выборочное или полное воспроизведение (в виде фотокопий, микрокопий) и на перевод, сохраняются.

Напечатано в Германии

ISBN 3-18-402027-4

Вступительное слово

Мой предшественник с кафедры «Детали машин и подъёмно-транспортное оборудование» технического университета Брауншвейга, глубокоуважаемый коллега, профессор, доктор технических наук Gustav Niemann, занимался исследованиями, прежде всего, в области зубчатых колёс. Когда в 50-х годах появилась возможность, создать исследовательский институт, который бы занимался обширным кругом проблем в области «Детали машин и подъёмно-транспортное оборудование», мы вместе с господином, доктором технических наук К.Н.Нüser, с моим первым докторантом (аспирантом), обратили внимание на проблемы механики движения в рельсовой колее. Это была заслуга Klaus Hennies, в его кандидатской работе была отображена связь между указанными нашим почётным доктором Neumann данными о движении (подвижного состава) в рельсовой колее в сфере ж/д техники в области специфических потребностей крановой техники. Hans-Otto Hannover продолжил последовательно и с большим успехом развивать эти работы, и практика с благодарностью взяла на вооружение эти брауншвейгские результаты. В настоящее время мы дополняем знания о кинематике благодаря исследованию дополнительных динамических влияний.

Однако практика не может ждать, пока проблема будет полностью решена. Поэтому показанный в ганноверской книге уровень знаний несомненно принимается промышленностью и научно-исследовательской работой с благодарностью.

Я желаю книге успеха.

Брауншвейг, апрель 1974

проф., доктор техн.наук Otto Lutz

Знания или, по меньшей мере, представления о ходовых характеристиках рельсовых кранов являются сегодня необходимой предпосылкой для рациональной и практичной конструкции и для экономического производства кранового оборудования. Если в особенности процесс движения является важной составной частью рабочего цикла и если вместе с тем число циклов крана велико, то ходовым характеристикам такой высокопроизводительной машины придается большое значение.

Механика движения (рельсовых) кранов в рельсовой колее – это очень специфическая область знаний и в то же время – в её сегодняшнем виде – очень молодая. Она незаменима для мало-мальски реалистичного предварительного расчёта или оценки горизонтальных сил, возникающих между краном и подкрановыми путями, от которых измерение деталей установки зависит в определённой мере (довольно значительно) .

Сверх того, механика движения в рельсовой колее даёт указания по тому, как расположить детали установки и как должна быть оформлена (организована) общая компоновка (общее расположение), чтобы были достигнуты возможно малые горизонтальные силы. Эти указания относятся как к конструкции установки, так и к желаемой точности при создании и монтаже крана и крановых путей.

Автор данного труда, господин доктор технических наук Н.-О. Hannover, за последнее десятилетие принимал важное участие в научной обоснованности и в формулировке механики движения в рельсовой колее кранов. Этой книгой он поставил себе цель, упорядоченно объединить полученные до сих пор знания таким образом, чтобы они легко воспринимались, и должным образом их обработать (подготовить для чтения).

Книга выполняет очень важное задание, делает результаты многолетнего исследования доступными большему кругу интересующихся этой темой инженеров. Правда, эти данные уже были записаны и находятся в каталоге стандартов (DIN15018, VDI 3571). Однако довольно трудный материал усложняет понимание важности и необходимости данных инструкций.

Я убеждён в том, что наглядный способ представления и понятное оформление этой книги создадут правильное её восприятие (хорошее понимание) со стороны конструкторов и эксплуатационников кранового оборудования.

Предисловие

Результаты, связанные с понятием «механика движения в рельсовой колее», вкупе с исследованиями, проведенными институтом «Деталей машин и подъёмно-транспортного оборудования» технического университета Брауншвейга, нашли своё выражение в научных докладах, равно как и в публикациях в научных журналах, инструкциях и директивах. Сверх того имеют место быть многочисленные публикации от различных авторов по этой теме. Большое количество литературы тяжело охватить производителям и эксплуатационникам кранового оборудования. Поэтому обработанные по многим критериям единичные результаты механики движения (рельсовых) кранов в рельсовой колее были собраны в этой книге в два расчётных примера и представлены в виде ключевых слов, расположенных в алфавитном порядке.

Производителю и эксплуатационнику кранового оборудования, равно как и простому интересующемуся предоставляется возможность получить лаконично изложенную информацию о важных параметрах механики движения (рельсовых) кранов в рельсовой колее .

Эта работа возникла в течение моей деятельности в институте «Деталей машин и подъёмно-транспортного оборудования» технического университета Брауншвейга. Она была продолжена и закончена на моем нынешнем месте работы DEMAG «Подъёмно-транспортное оборудование».

Свою благодарность за поддержку в виде бесценного содействия хочу выразить директору института «Деталей машин и подъёмно-транспортного оборудования», господину профессору, д-ру техн. наук O.Lutz, и заведующему отделом «Подъёмно-транспортного оборудования» в этом же институте, господину профессору, д-ру техн.наук D.Thormann. Без результатов исследований и помощи моих бывших коллег, господина д-ра техн.наук K.Hennies, д-ра техн.наук J.Federmann и дипломированного инженера H.Goesmann, эта работа была бы невозможной; поэтому хочу выразить им мою особенную благодарность.

За возможность закончить работу с поддержкой DEMAG «Подъёмно-транспортное оборудование», я благодарю господина д-ра техн.наук L.Reithmann, члена руководства, господина дипломированного инженера K.Becker, заведующего отделом разработки новых продуктов, а также господина главного инженера G.Hiller, руководителя управлением разработки, выпуска и сбыта крановой продукции.

Также благодарю издательство «Союз немецких инженеров» за их труд в оформлении книги.

Хаген, апрель 1974

Hans-Otto Hannover

Содержание

	страница
1. Введение	1
2. Расчёт ходовых характеристик	4
2.1 Основные соотношения	5
2.2 Пример расчёта 1	8
2.3 Пример расчёта 2	13
2.3.1 Вывод равенств по таблице 1	14
2.3.2 Общий вывод равенств	16
2.3.3 Пример трёхколесной рельсовой крановой тележки	17
3. Расположенные в алфавитном порядке термины по теме «механика движения в рельсовой колее»	19
4. Литература	99
5. Предметный указатель	102

1. Введение

Краны ранее использовались, главным образом, как подъёмные устройства. Благодаря усиленному использованию подвижности мостовых кранов, они превратились в перегрузочное и транспортное оборудование. Вместе с тем краны всё чаще стали служить составной частью производственного и перегрузочного оборудования. Экономичность таких установок (оборудования) определяется в значительной степени безопасностью в эксплуатации. Чтобы достичь этой цели, нужно было подробно изучить причины появления повреждений на механизме передвижения крана и на подкрановых путях.

Со знаниями механики движения в рельсовой колее (рельсового) транспортного средства удалось создать теоретические основы механики движения (рельсовых) кранов в рельсовой колее. Также многочисленные экспериментальные исследования из программы (научных) исследований института «Деталей машин и подъёмно-транспортного оборудования» технического университета Брауншвейга подтвердили правильность разработанных теоретических основ. Были проведены измерения на экспериментальной крановой установке с двумя 10-ти тонными экспериментальными кранами, на 60-ти тонном стрипперном кране (собственный вес 320 т) и на погрузочном кране с собственным весом в 96 т.

Результаты исследований механики движения в рельсовой колее представлены в виде двух расчётных примеров и расположенных в алфавитном порядке параметров, которые оцениваются исключительно с точки зрения хороших ходовых характеристик крана. Хорошие ходовые характеристики характеризуются маленькими горизонтальными силами и свойством крана, при движении с возмущающим воздействием как можно быстрее снизить имеющиеся перекосы до прямолинейного движения. К горизонтальным силам относятся, в основном, поперечные силы и окружная сила с силовым замыканием между ходовыми колёсами и рельсами, равно как и направляющие силы с геометрическим замыканием, перенесённые на рельсы, направляющими элементами.

В работе были использованы следующие буквенные обозначения и сокращения:

- a расстояние между направляющими элементами (реборда, направляющий ролик)
- c жёсткость пружин направляющих элементов

D	диаметр ходового колеса
ΔD	разность диаметров ведомых ходовых колёс
e	максимальное расстояние между осями передних и задних колёс
e_i	расстояние между i -тым ходовым колесом и линией действия направляющей силы
e_1	расстояние между линией действия направляющей силы и первой парой ходовых колёс
ΔF	несоосность направляющих элементов
$f_{x,y}$	коэффициент силового замыкания в направлении x, y
f_{max}	коэффициент замыкания сил
g	расстояние между пятнами контакта на продольной оси крана
h	расстояние между пятнами контакта на линии действия направляющей силы
i	индекс для места ходового колеса, относящегося к линии действия направляющей силы ($i=1$ до n)
j	индекс для обозначения стороны крана ($j=1$ или $j=2$)
$l=2s$	ширина колеи, размер в центре колеи
M	пятно контакта
m	величина наклона кривой зависимости между силой сцепления и скольжением
n	число пар ходовых колёс
n_E	число пар ходовых колёс с индивидуальными приводами
n_W	число пар ходовых колёс с центральным приводом
ΣR	общая масса крана (вертикальные силы)
R	нагрузка на ходовые колёса (опорной ноги) крана
S	направляющая сила (сила, действующая на направляющие элементы)
S_G	направляющая сила в предельном перекосном положении
SP	центр тяжести
T	касательная сила (результатирующая поперечной силы и окружной силы)
$s=l/2$	половина ширины колеи
s_n	минимальное скольжение двигателя при номинальном моменте из условия свободно-насаженных колёс
ΔV	конструктивный разбег колёсной пары
v	скорость движения
ω	удельное сопротивление движению
ϖ	среднее значение удельного сопротивления движению
X	окружная сила вследствие продольного скольжения
X_Z	возмущающая сила в направлении движения

x	координата в продольном направлении крановой установки (кран и подкрановые пути), путь движения
x_s	расстояние от центра тяжести до поперечной оси крана
Y	поперечная сила вследствие поперечного скольжения
y	координата в поперечном направлении крановой установки (кран и подкрановые пути)
y_s	расстояние от центра тяжести до продольной оси крана
y_{sw}	расстояние от точки приложения равнодействующей сил до продольной оси крана
α	угол перекоса между направляющим рельсом и продольной осью крана
α_B	в крановом режиме появляющийся угол перекоса
α_G	предельный угол перекоса вследствие возмущающего воздействия
α_{Fe}	угол перекоса вследствие необходимого конструктивного разбега колёсной пары для избежания заедания
α_{Fl}	угол перекоса в хордовой установке (несоосность)
α_{max}	максимально возможный угол перекоса
α_0	выходной угол перекоса для закона изменения
α_s	угол(перекоса) в перекосной установке
α_{zk}	дополнительный расчётный угол перекоса вследствие установленных допусков для возмущающих воздействий на кран (составляющие α_{z1} и α_{z2})
α_K	угол перекоса из допуска изгиба рельс
β	обратная величина наклона характеристики двигателя
γ	погрешность из-за отклонения от параллельности осей на чертеже, развал колёс, см.рис. 10
σ	проскальзывание ходовых колёс
φ	угол перекоса между меридиональной плоскостью ходового колеса и продольной осью крана, см.рис. 9
ξ, ξ'	коэффициенты, см.рис. 1
λ	коэффициент, см.табл. 1 и 2

Сокращения

Е	гибкая колёсная пара (пара ходовых колёс без связи по скорости вращения) или два индивидуальных привода (каждое ходовое колесо пары (ход.колёс) приводится в движение отдельно), см.стр.52
---	--

F	фиксированный подшипник ходового колеса и несущей конструкции относительно бокового смещения, см.стр.35
L	плавающий подшипник ходового колеса и несущей конструкции относительно бокового смещения, см.стр.51
W	центральный привод (пара ходовых колёс механически или электрически сопряжённых по частоте вращения)

Примеры расчёта для крановых систем (механизм передвижения и привод) WFF, WFL, EFF, EFL, см. табл.1 и 2

Примеры расчёта для кранов, находящихся внутри систем механизма передвижения FF или FL

WE	кран с 1 центральным приводом и гибкой колёсной парой, в общей сложности 2 пары ходовых колёс
2W, 2E	кран с двумя центральными приводами и двумя гибкими колёсными парами, в общей сложности 4 пары ход.колёс
EE	кран с двумя гибкими колёсными парами, из которых 1 или 2 пары ход.колёс оснащаются индивидуальными приводами
4E	кран с четырьмя гибкими колёсными парами, из которых 1, 2, 3 или 4 пары ход.колёс оснащаются индивидуальными приводами

Определение

Общая ось отсчёта крана и крановых путей в направлении крана определяется как продольная ось крановой установки. Перпендикуляр на эту продольную ось – это поперечная ось крана, ср. рис.1

Перевод

Угол задания $1'$ (угловая минута) соответствует приблизительно $0,3\text{ ‰}$. Точный перевод – $1\text{ ‰}=3,44'$.

2. Расчёт ходовых характеристик.

Важные равенства для вычисления горизонтальных сил – идентичные связи были внесены в DIN 15018, раздел 4.2 – и закона изменения как функции пути были заданы для общего случая мостового крана и для других концепций крана. 2 примера расчёта показывают управление такими равенствами. Первый пример относится к чаще всего встречающемуся крановому типу с четырьмя ходовыми колёсами, в то время как во втором примере анализируется особый случай – кран с тремя ходовыми колёсами.

2.1 Основные соотношения.

Сложные процессы движения кранов в рельсовой колее раскладываются для расчёта на статические проблемы, которые протекают в течение установившегося движения, а также на динамические, с которыми учитывают ускорения и удары. Решающим для определения параметров крановой установки в отношении действующих горизонтальных сил является задняя свободная установка крана на крановом пути. При таком способе установки крана он касается рельса под углом перекоса α передними направляющими элементами, а все другие (задние) направляющие элементы перемещаются свободно. Кран направляется вдоль рельса разгоняемыми передними направляющими элементами. Направляющая сила S начинает вращение мостового крана вокруг пятна контакта M . Это создаёт систему горизонтальных сил, как на рис.1 (обозначения были расшифрованы на стр.1-3).

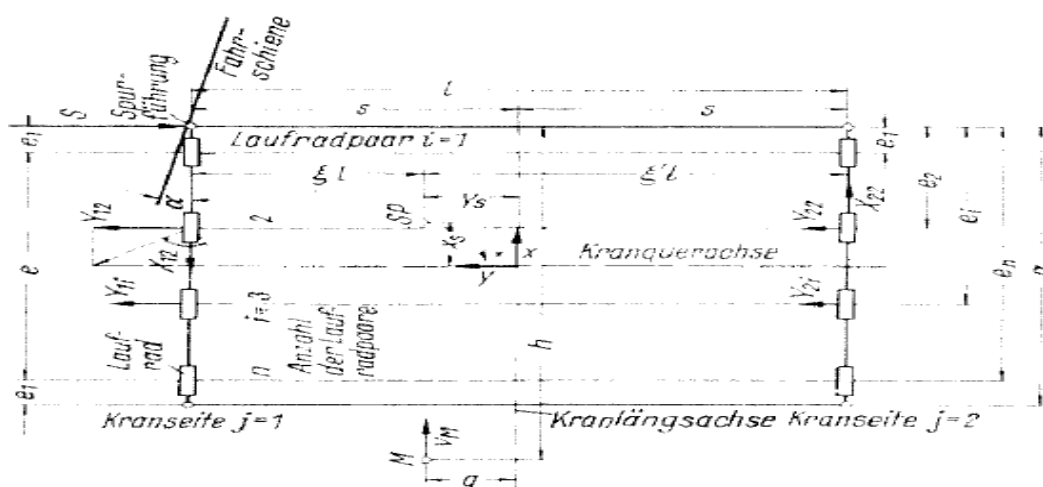


Рис.1. Горизонтальные силы S , X и Y на мостовых кранах, вызванные боковым уводом. Расшифровку параметров смотреть в буквенных обозначениях и сокращениях, стр. 1-3.

Spurführung – направляющие элементы

Fahrschiene – ходовой рельс

Lauf- rad paar – пара ходовых колёс

Lauf- rad – ходовое колесо

Kranseite – сторона крана

Anzahl der Lauf- rad paar – количество пар ходовых колёс

Kranquerachse – поперечная ось крана

Kranseite – сторона крана

Kranlängsachse – продольная ось крана

При известном расположении пятна контакта M можно определить систему горизонтальных сил и закон изменения как функцию пути. Принципиальные соотношения (условия) приведены в разделе 2.3.2. На этом основании с помощью условий равновесия плоской статики в [10] были выведены равенства в табл.1 и 2. Таблица 1 содержит формулы для общего случая мостового крана; он обозначается через n пар ходовых колёс, различные системы механизмов передвижения (фиксированный подшипник, плавающий подшипник)

Таблица 1. Горизонтальные силы и закон изменения для общего случая мостового крана на рис.1.

Закон изменения $\alpha = \alpha_0 e^{-x/h}$ Направляющая сила $S = \lambda f \Sigma R$ с $f = 0,30 (1 - e^{-\alpha/4})$ e натуральное число 2,718			
Система	Расстояние между пятнами контакта h	Коэффициент λ	
WFF EFF	$\frac{n_W \xi \xi' l^2 + \sum e_i^2}{\sum e_i}$	$1 - \frac{\sum e_i}{nh}$	Сокращённая форма записи
WFL EFL	$\frac{n_W \xi l^2 + \sum e_i^2}{\sum e_i}$	$\xi' (1 - \frac{\sum e_i}{nh})$	$\Sigma = \Sigma_{i=1}^{i=n}$

$\begin{cases} \text{Поперечная сила } Y_{ji} = \lambda_{jly} f \Sigma R \\ \text{Окружная сила } X_{ji} = \lambda_{jlx} f \Sigma R \end{cases} \quad \begin{matrix} j \text{ Сторона крана (j=1, j=2)} \\ i \text{ Место установки колес в кране (i=1 до n)} \end{matrix}$ Пустые поля означают следующее: силы отсутствуют (хотя в системе FL может быть Y_{2i}, но тогда без значения для определения параметров)				
Система	Коэффициент λ_{1lx}	Коэффициент λ_{1ly}	Коэффициент λ_{2lx}	Коэффициент λ_{2ly}
WFF	$\frac{\xi \xi' l}{n h}$	$\frac{\xi'}{n} (1 - \frac{e_i}{h})$	$\frac{\xi \xi' l}{n h}$	$\frac{\xi}{n} (1 - \frac{e_i}{h})$
EFF		$\frac{\xi'}{n} (1 - \frac{e_i}{h})$		$\frac{\xi}{n} (1 - \frac{e_i}{h})$
WFL	$\frac{\xi \xi' l}{n h}$	$\frac{\xi'}{n} (1 - \frac{e_i}{h})$	$\frac{\xi \xi' l}{n h}$	
EFL		$\frac{\xi'}{n} (1 - \frac{e_i}{h})$		

Примеры расчёта:

Система WFF: Кран приводится в движение центральным приводом (е), $n_W \geq 1$, система привода W. Система механизма передвижения FF характеризуется фиксированным подшипником ходовых колёс и несущей конструкцией относительно бокового смещения.

Система EFL: Кран приводится в движение индивидуальными приводами. Это могут быть $i=1$ до $i=n$ пары ходовых колёс, оснащённые индивидуальными приводами. Система механизма передвижения FL характеризуется плавающим подшипником, например, на стороне крана $j=2$. Плавающий подшипник даёт возможность осуществить боковое смещение ходовых колёс или несущей конструкции стороны крана 2 относительно стороны крана 1. Благодаря этому возникающие (при определённых обстоятельствах) поперечные силы стороны крана 2 не влияют на направляющую силу S стороны крана 1.

и различные типы приводов (центральные приводы, индивидуальные приводы, односторонний привод), равно как и через смещенный центр тяжести и направляющие элементы, которые крепятся на любом месте концевой балки, см.рис.1.

Таблица 2 вытекает из таблицы 1 и предназначена для особенно часто конструируемого крана с четырёхребордными ходовыми колёсами.

Таблица 2. Горизонтальные силы и закон изменения для крана с четырёхребордными ходовыми колёсами, система механизма передвижения FF.

Закон изменения $\alpha = \alpha_0 e^{-x/n}$ Направляющая сила $S = \lambda f \Sigma R$ с $f = 0,30 (1 - e^{-\alpha/4})$ $e_1 = 0, e \geq a$, ходовые колёса 11,12,21,22		
Система	Расстояние между пятнами контакта h	Коэффициент λ
EFF	a	0,5
WFF	$a \left[n_W \xi \xi' \left(\frac{l}{a} \right)^2 + 1 \right]$	$1 - \frac{a}{2h}$

$\left\{ \begin{array}{l} \text{Поперечная сила } Y_{ji} = \lambda_{jly} f \Sigma R \\ \text{Окружная сила } X_{ji} = \lambda_{jlx} f \Sigma R \end{array} \right. \begin{array}{l} j \text{ Сторона крана (j=1,j=2)} \\ i \text{ Место установки колес в кране (i=1, i=2 ...)} \end{array}$						
Пустые поля означают следующее: силы отсутствуют						
Система	Коэффициенты					
	$\lambda_{11x}; \lambda_{12x}$	λ_{11y}	λ_{12y}	$\lambda_{21x}; \lambda_{22x}$	λ_{21y}	λ_{22y}
EFF		$\frac{\xi}{2}$			$\frac{\xi}{2}$	
WFF	$\frac{\xi \xi' l}{2h}$	$\frac{\xi}{2}$	$\frac{\xi}{2} \left(1 - \frac{a}{h} \right)$	$\frac{\xi \xi' l}{2h}$	$\frac{\xi}{2}$	$\frac{\xi}{2} \left(1 - \frac{a}{h} \right)$

Примеры расчёта:

Система EFF: Кран с системой механизма передвижения FF, также с неподвижными ребордными ходовыми колёсами. Кран приводится в движение индивидуальными приводами, системой привода Е. В качестве горизонтальных сил возникают только направляющая сила S и поперечные силы Y_{11} и Y_{21} .

Система WFF: Кран с системой механизма передвижения FF, также с неподвижными ребордными ходовыми колёсами. Кран приводится в движение центральным приводом (е), системой привода W. В качестве горизонтальных сил возникают: направляющая сила S , поперечные силы $Y_{11}, Y_{21}, Y_{12}, Y_{22}$, окружные силы $X_{11}, X_{21}, (X_{12}, X_{22})$.

Важное значение для величины горизонтальных сил имеет коэффициент силового замыкания f , который является функцией угла перекоса α . Рисунок 2 изображает характер используемой кривой для коэффициента силового замыкания, которая получается как кривая средних значений из множества измерений. Кривой соответствует содержащаяся в DIN 15018 [13] аналитическая функция связи между коэффициентом силового замыкания и углом перекоса α (скольжение)

$$f=f(\alpha)=0,30(1-e^{-\alpha/4}) \text{ действителен для области } \alpha \leq 15\text{‰}.$$

При этом α нужно использовать в ‰. Равенства в таблице 1 и 2 размещены таким образом, что для расчёта коэффициента силового замыкания f всегда нужно использовать угол перекоса крана α или рельсовой крановой тележки.

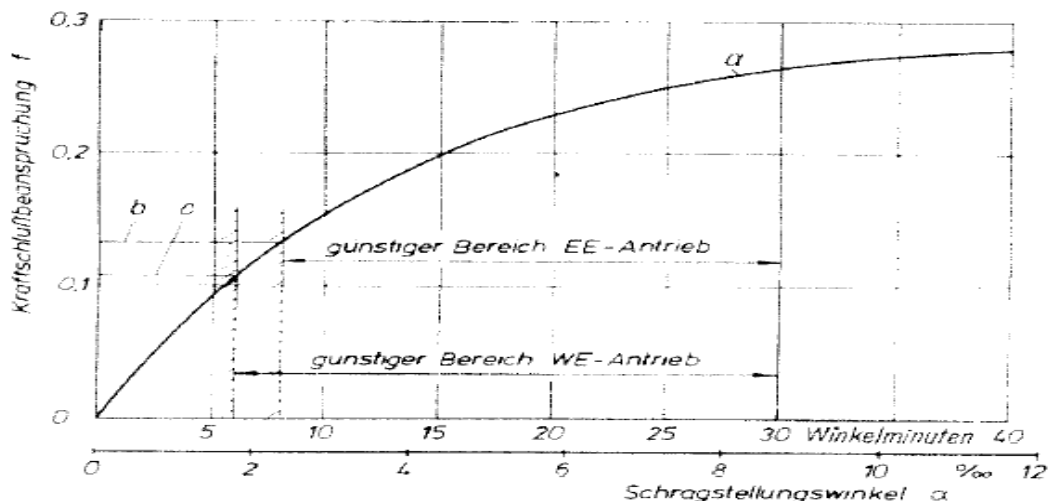


Рис.2. Коэффициент силового замыкания f зависит от угла перекоса α .

а коэффициент силового замыкания $f=0,30(1-e^{-\alpha/4})$ с α в ‰,

свыше $\alpha=30'$ f увеличивается незначительно:

б величина f_{min} для привода EE }
 с величина f_{min} для привода WE } теоретические данные как результат предельного
 перекоса, вызванного возмущающими воздействиями

Термины, обозначенные на графике:

Kraftschlußbeanspruchung – коэффициент силового замыкания

gunstiger Bereich EE-Antrieb – благоприятная область работы привода EE

gunstiger Bereich WE-Antrieb – благоприятная область работы привода WE

Schrägstellungswinkel α - угол перекоса α

Winkelminute – угловая минута

2.2. Пример расчёта 1

В качестве примера 1 для расчёта горизонтальных сил служит представленный на рис.3 мостовой кран, погрузочный кран для проволоочной вязки, который оснащён крановой тележкой с поворотной стрелой. Важные тех.характеристики данного крана с системой механизма передвижения представлены на рис.3.

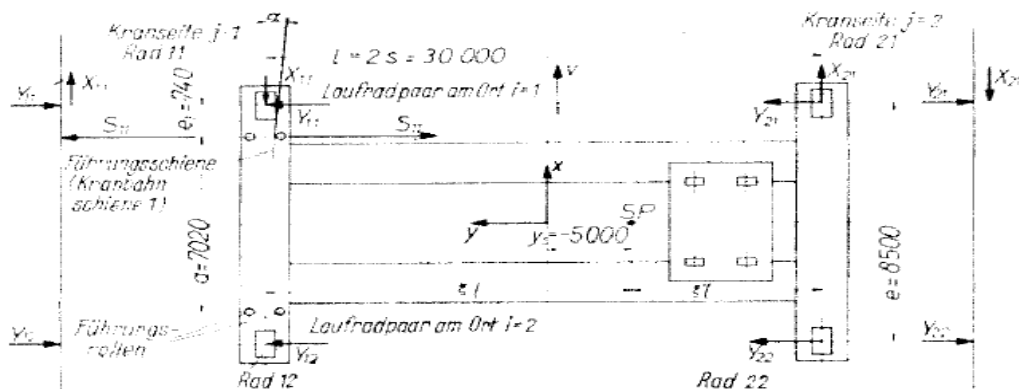


Рис.3. Установка мостового крана с горизонтальными силами X, Y, S , вызванными боковым уводом; пример расчёта 1.

Общая масса крана $\Sigma R = 96 \text{ тс}$ ($\approx 960 \text{ кН}$), тс – тонна-сила

Скорость движения $v=1,5 \text{ м/с}$, $\xi=2/3$, $\xi'=1/3$, $R_{11}=R_{12}=16 \text{ тс}$

($\approx 160 \text{ кН}$), $R_{21}=R_{22}=32 \text{ тс}$ ($\approx 320 \text{ кН}$)

$\Sigma R, R_{11}, R_{21}$ и т.д. см.тж. перечень на стр.2

Совет: ходовое колесо 12 лежит, например, на стороне крана $j=1$ в том месте, где находится пара ходовых колёс $i=2$

Kranseite – сторона крана

Rad – колесо

Führungsschiene (Kranbahnschiene) – направляющий рельс (подкрановый рельс)

Führungsrolle – направляющий ролик

Laufradpaar am Ort $i=1$ – пара ходовых колёс в месте $i=1$

Для сравнения различных горизонтальных сил кранов с разнообразными типами приводов вычисляются силы для крана по рис.3, для случаев когда кран

а) 1 центральным приводом, рис.12, строка 7, или

б) индивидуальными приводами, рис.12, строка 2,

оснащён. Угол перекоса α должен быть одинаково большим для обоих типов приводов.

Минимальный конструктивный разбег колёсной пары вследствие линейной погрешности направляющего рельса (следует из измерения подкрановых путей) составляет в этом случае для относительно плохо уложенных подкрановых путей $\Delta V_{\min}=20 \text{ мм}$. При таком расстоянии между направляющими элементами $a=7020 \text{ мм}$ получается

$$\alpha_{Fe} = \Delta V_{\min} / a = 20/7020 = 9,7'.$$

Из равенства для расчёта угла перекоса α (см. угол перекоса)

$$\alpha = \alpha_{Fe} + \sqrt{\alpha_{F1}^2 + \alpha_{Z1}^2 + \alpha_{Z2}^2 + \alpha_K^2} = 9,7 + \sqrt{2,7^2 + 2,0^2 + 2,0^2 + 3,4^2}$$

следует, что $\alpha \approx 15'$ с частями на основе производственных допусков $\alpha_{Fe}=9,7'$; $\alpha_{F1}=2,7'$;

$\alpha_{Z1}=2,0'$; $\alpha_{Z2}=2,0'$ и $\alpha_K=3,4'$.

Из рис.2 получаем коэффициент силового замыкания $f=0,20$ для $\alpha=15^\circ=4,36\text{ ‰}$. С этим численным значением для f рассчитываются приведенные в таблице 3 горизонтальные силы. Нерациональное расположение груза для нагрузки крана и подкрановых путей обозначается через $y_5=-5000$ мм и вместе с тем устанавливаются значения $\xi = 2/3$ и $\xi' = 1/3$. Представленная на рис.3 концепция механизма передвижения с $e_1=-740$ мм сравнивается со случаем с $e_1=+740$ мм (также для этого случая принимается $\alpha=15^\circ$, хотя значение α_{Fe} используется меньшее, чем выше, из-за большего расстояния между направляющими роликами).

Таблица 3. Вычисленные горизонтальные силы мостового крана согласно рис.3, система механизма передвижения FF с индивидуальным (E) или центральным приводом (W).

Тип привода	e_1 м	Расстояние между пятнами контакта м	Горизонтальные силы $mc=10$ кН					
			S	$X_{1/2}$	Y_{11}	Y_{12}	Y_{21}	Y_{22}
Центральный привод (WFF)	-0,74	37,2	17,37	1,73	3,26	2,53	6,52	5,06
	+0,74	28,6	15,84	2,25	3,12	2,16	6,24	4,32
Индивидуальные приводы (EFF)	-0,74	8,8	11,41	0	3,48	0,32	6,96	0,64
	+0,74	8,6	8,07	0	2,95	-0,26	5,90	-0,52

Процесс вычисления продемонстрирован на примере расстояния между пятнами контакта h и направляющей силы S (данные для расчёта находятся в таблице 3, строка 1): для крана с центральным приводом действительна система WFF таблицы 1:

$$h = \frac{n_W \xi \xi' l^2 + \sum e_i^2}{\sum e_i},$$

$$S = \lambda f \Sigma R \text{ с } \lambda = 1 - \frac{\sum e_i}{nh},$$

$$\sum e_i^2 = (-0,74^2) + 7,76^2 = 60,75^2 \text{ м}^2,$$

$$\sum e_i = -0,74 + 7,76 = 7,02 \text{ м}.$$

Для крана с центральным приводом, $n_W=1$, получают расстояние между пятнами контакта $h=37,2$ м. При этом

$$S = 0,2 \cdot 96 \left(1 - \frac{7,02}{2 \cdot 37,2} \right) = 17,37 \text{ тс } (\approx 173,7 \text{ кН}).$$

На рис.3 изображена система горизонтальных сил крана и подкрановых путей; соответствующие численные значения для частных случаев нужно брать из таблицы 3. Тип привода «центральный», как оказалось, не подходит для существующих подкрановых путей из-за больших горизонтальных сил.

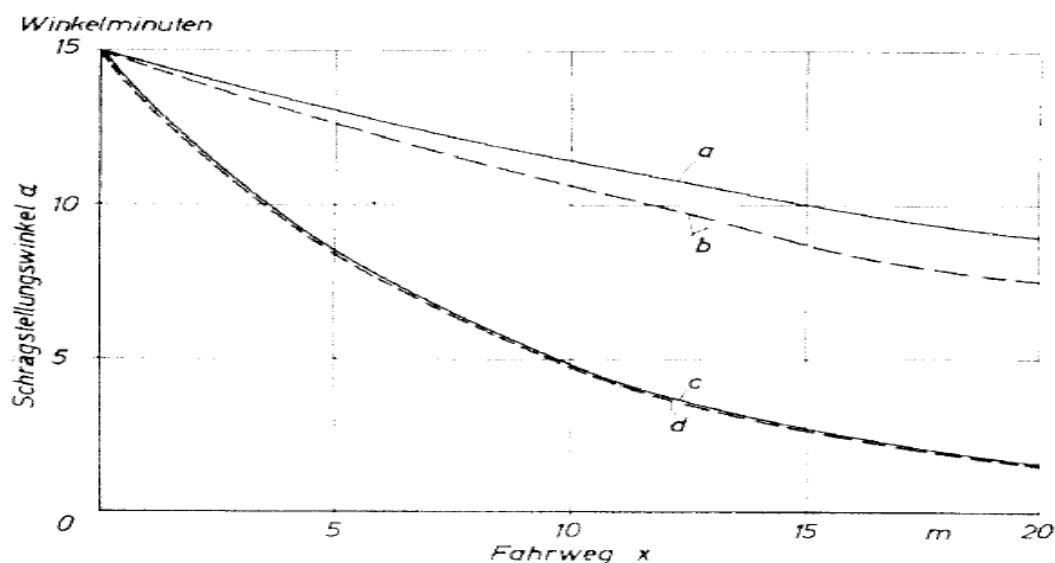


Рис.4. Закон изменения в зависимости от пути X для примера расчёта 1 на рис.3.

- | | | |
|---|-----------------------------------|-----------------|
| a | кран с центральным приводом, | $e_I = -0,74$ м |
| b | кран с центральным приводом, | $e_I = +0,74$ м |
| c | кран с индивидуальными приводами, | $e_I = -0,74$ м |
| d | кран с индивидуальными приводами, | $e_I = +0,74$ м |

Winkelminuten – угловые минуты

Schrägstellungswinkel – угол перекоса

Fahrweg – путь

Поэтому кран оснащается индивидуальными приводами. Наряду с преимуществом маленьких горизонтальных сил кран с индивидуальными приводами снижает имеющийся перекося гораздо быстрее до $\alpha = 1'$, например, чем тот же кран с центральным приводом, рис.4. Таблица 3 и рисунок 4 показывают к тому же, что это было бы лучше для ходовых характеристик крана, если при выборе места для направляющего ролика можно было бы реализовать величину $e_I = +740$ мм (уменьшение направляющей силы составляет 34% относительно случая $e_I = -740$ мм). В качестве приводных двигателей устанавливаются 4 асинхронных двигателя с короткозамкнутым ротором или 4 с фазным ротором, у которых номинальное скольжение больше 6%. При этом двигатели выполняют условие свободно-насаженных колёс. Используемые ходовые колёса, установленные на подшипниках качения, и благоприятное значение $l/a = 4,3$ позволяют ожидать хорошие ходовые характеристики крана.

Таблица 4. Горизонтальные силы и закон изменения для крана системы EFF с треугольной и четырёхугольной опорной поверхностью (параметры смотреть в буквенных обозначениях и сокращениях).

Параметры	Система EFF		
	Случай а	Случай b	Четырёхколёсный кран
	$R_{11}=R_{13}=R_{22}=\frac{1}{3}\sum R$	$R_{22}=\frac{\sum R}{2}$ $R_{11}=R_{13}=\frac{\sum R}{4};$	$R_{ji}=\frac{\sum R}{4}$
Расстояние между пятнами контакта h	$\frac{5}{6}a$	$\frac{3}{4}a$	a
Закон изменения α	$\alpha_0 e^{-\frac{6x}{5a}}$	$\alpha_0 e^{-\frac{4x}{3a}}$	$\alpha_0 e^{-\frac{x}{a}}$
Направляющая сила S	$\frac{2}{5}f\sum R$	$\frac{1}{3}f\sum R$	$\frac{1}{2}f\sum R$
Поперечная сила Y_{11}	$\frac{1}{3}f\sum R$	$\frac{1}{4}f\sum R$	$\frac{1}{4}f\sum R$
Поперечная сила Y_{21}	—	—	$\frac{1}{4}f\sum R$
Поперечная сила Y_{22}	$\frac{2}{15}f\sum R$	$\frac{1}{6}f\sum R$	0
Поперечная сила Y_{12}	—	—	0
Поперечная сила Y_{13}	$-\frac{1}{15}f\sum R$	$-\frac{1}{12}f\sum R$	—

Разница в сопротивлении движению между сторонами крана 1 и 2, если рельсовая крановая тележка находится в крайнем положении (минимальное расстояние между рельсовой крановой тележкой и стороной 1 или 2 подкрановых путей), при малом сопротивлении движению ходовых колёс, установленных на подшипниках, не влияет на ходовые характеристики, т.к. y_S/S достигает значения лишь 0,33.

Максимально возможный угол перекоса $\alpha_{\max}$ для этого крана рассчитывается исходя из конструктивного разбега колёсной пары, исходя из упругого разбега колёсной пары, см.рис.30, исходя из добавочного угла, учитывающего износ направляющих элементов, к конструктивному разбегу колёсной пары (в этом случае 2 мм), исходя из несоосности и исходя из дополнительного угла, учитывающего изгиб рельса ($\alpha_K=3,4'$). Жёсткость пружины направляющих элементов c составляет для вышеупомянутого крана $c=3000$ кгс/мм, килограмм-сила; (30 кН/мм), см. *перекосная установка*. Вычисленная в таблице 3 направляющая сила $S=11,41$ тс, ($\approx 114,1$ кН) вызывает упругий разбег колёсной пары примерно на 4 мм при $e_1=-0,74$ м.

Если требуемый разбег колёсной пары – маленький, как ,например, при значении $\Delta V_{\min}/a=0,8\text{‰}$ – тогда выполненный конструктивный разбег колёсной пары ΔV может быть больше. В приведенном примере с большим требуемым конструктивным разбегом колёсной пары $\Delta V= \Delta V_{\min}=20$ мм.С учётом образовавшегося вследствие износа зазора в 2 мм и упругого разбега колёсной пары размером 4 мм, возможен максимальный разбег колёсной пары 26 мм. Линейно прибавляют к полученному углу перекоса= $12,5'$ составляющие в виде несоосности и изгиба рельс, таким образом, что $\alpha_{\max}=18'$. При этом максимально возможный угол перекоса почти соответствует расчётному углу горизонтальных сил α . Это приближение обоих углов необходимо рассматривать как благоприятное для кранов с индивидуальными приводами.

2.3. Пример расчёта 2

Горизонтальные силы кранов с треугольной опорной поверхностью, как ,например, определённые порталные краны и трёхколесные рельсовые крановые тележки, не нужно рассчитывать по выражениям из таблицы 1, если они используются схематично.

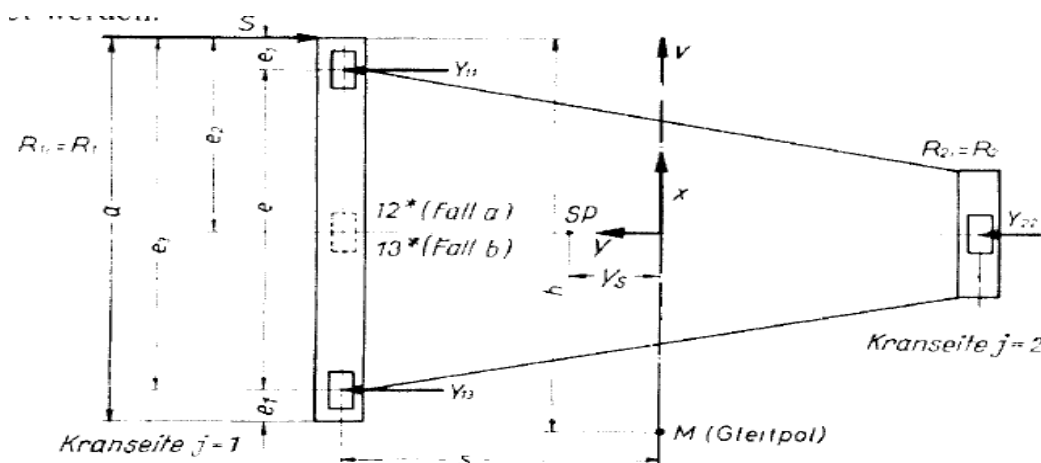


Рис 5. Кран с треугольной опорной поверхностью, горизонтальные силы, вызванные боковым уводом.

Kranseite j=1 – сторона крана j=1

Fall a – случай a

Gleitpol – пятно контакта

Далее показана методика, как с учётом рациональных преобразований сделать возможным распространение равенств из таблицы 1 также и на краны. Более того по [10] выводятся важные равенства для горизонтальных сил кранов с треугольной опорной поверхностью в виде выражений, записанных в общем виде, который будет применим и для других частных случаев.

На рисунке 5 представлен кран с треугольной опорной поверхностью и с индивидуальными приводами.

2.3.1 Вывод равенств по таблице 1 для примера расчёта 2, треугольная опорная поверхность

Необходимо различать 2 случая:

Случай а: $\frac{\sum R}{3} = R_{11} = R_{13} = R_{22},$

Случай б: $R_{11} = R_{13} = \frac{\sum R}{4}, R_{22} = \frac{\sum R}{2}.$

2.3.1.1 Случай а

Колесо 22 преобразовывается в колесо 12* (рис.5). При этом общая масса крана лежит на стороне 1 и $\xi = 1$ и $\xi = 0$. Число „пар ходовых колёс“ при этом $n=3$. Системы EFF и EFL приводят в этом частном случае к такому же результату. Это рассчитывается в предложенном рассматриваемом случае последовательно с помощью равенств системы EFF, рис.12, строка 4. Для ребордных ходовых колёс действительно следующее: $e_1=0$, $e_2=\frac{a}{2}$ (Место 22 = 12 *), $e_1=a$.

Расстояние между пятнами контакта

$$h = \frac{n_W \xi \xi' l^2 + \sum e_i^2}{\sum e_i} = \frac{\sum e_i^2}{\sum e_i}, \quad \sum e_i^2 = \frac{a^2}{4} + a^2 = \frac{5}{4} a^2$$

$$h = \frac{5}{6} a. \quad \sum e_i = \frac{a}{2} + a = \frac{3}{2} a.$$

Направляющая сила

$$S = \lambda f \sum R$$

$$c \quad \lambda = \left(1 - \frac{\sum e_i}{nh}\right); \quad \lambda = 1 - \frac{\frac{3}{2}a}{3 \cdot \frac{5}{6}a},$$

$$\lambda = \frac{2}{5},$$

$$S = \frac{2}{5} f \sum R.$$

Поперечные силы Y_{11} , Y_{13} и Y_{22} необходимо рассчитывать в процессе вычисления, как направляющую силу S , см. таблицу 4

2.3.1.2 Случай b

Выражения из таблицы 1 действительны, строго говоря, в том случае, когда нагрузка на колесо на каждой стороне концевой балки одинакова велика. Так как колесо 22 благодаря преобразованию в колесо 12* располагается на стороне крана 1, то условие одинаково большой нагрузки на колесо выполняется только в том случае, если колесо 22 дважды устанавливается на стороне крана 1 с нагрузкой на колесо $\sum R/4$ (или если колесо 22 дважды вводится в работу на стороне крана 1 с нагрузкой на колесо $\sum R/4$). При этом получается, что количество пар ходовых колёс с равной нагрузкой на колёса $n=4$. Это действительно для ребордных ходовых колёс в системе EFF, рис.12, строка 4

$$e_1=0, e_2=e_3=\frac{a}{2}, e_4=a,$$

$$n=4, \xi'=1, \xi=0.$$

Расстояние между пятнами контакта

$$h = \frac{\sum e_i^2}{\sum e_i} = \frac{3}{4}a,$$

Коэффициент

$$\lambda = 1 - \frac{\sum e_i}{nh} = \frac{1}{3},$$

Направляющая сила

$$S = \frac{1}{3} f \sum R$$

Поперечные силы Y_{11} , Y_{13} и Y_{22} рассчитываются как S . Поперечная сила Y_{22} – это сумма одинаково больших поперечных сил Y_{12*} и Y_{13*} , обе силы являются действующими в месте $e_2=e_3=\frac{a}{2}$ (таблица 4).

2.3.2 Общий вывод равенств для примера 2, рисунок 5

Наряду с выражениями, представленными на рис.5, по причине трёх условий равновесия плоской статики указывают следующие выражения:

$$\sum X_i = 0,$$

$$\sum Y_i = 0 = Y_{11} + Y_{13} + Y_{22} - S.$$

$$\sum M_{i(M)} = 0 = -Sh + Y_{11}(h - e_1) + Y_{13}[h - (e + e_1)] + Y_{22}\left[h - \left(\frac{e}{2} + e_1\right)\right].$$

Согласно [10] действительно с $j=1$ для стороны крана 1 и $j=2$ для стороны крана 2:

$$\left. \begin{matrix} X_{ji} = f_{jix} R_{ji} \\ Y_{ji} = f_{jiy} R_{ji} \end{matrix} \right\} R_{ji} = R_{1/2i} = \begin{cases} R_{1i} = \frac{\sum R}{n} \frac{s+y_s}{2s} \\ R_{2i} = \frac{\sum R}{n} \frac{s-y_s}{2s} \end{cases}$$

$$f_{jix} = m\sigma_{jix}, f_{jiy} = m\sigma_{jiy} \text{ (закон линейной зависимости между силой сцепления и скольжением),}$$

$$\sigma_{jiy} = \alpha \frac{h-e_i}{h} \text{ (поперечное скольжение), } \sigma_{1/2x} = \alpha \frac{s\pm y_s}{h} \text{ (продольное скольжение).}$$

Для крана с индивидуальными приводами $X_{ji} = 0$.

$$Y_{11} = m\alpha \frac{h-e_1}{h} R_{11},$$

$$Y_{13} = m\alpha \frac{h-(e+e_1)}{h} R_{13},$$

$$Y_{22} = m\alpha \frac{h-(\frac{e}{2}+e_1)}{h} R_{22}.$$

Благодаря возникновению (использованию) этих поперечных сил в трёх условиях равновесия можно определить расстояние между пятнами контакта h и направляющую силу S .

При известном расстоянии между пятнами контакта h могут быть рассчитаны также поперечные силы Y_{ji} . Учитывая, что $f = m\alpha$, $e_1=0$ и $e = a$ (действительно для ребордных ходовых колёс), можно свести полученные параметры для крана с треугольной опорной поверхностью в таблицу 4.

2.3.3 Пример трёхколесной рельсовой крановой тележки (численное значение к примеру 2)

Горизонтальные силы для представленной на рис.6 двухрельсовой-трёхколёсной крановой тележки рассчитываются по нижеуказанным характеристикам:

грузоподъёмность	11000 кг,
общая масса ΣR	11800 кгс (≈ 118 кН), килограмм-сила
нагрузка на колеса $R_{11}=R_{13}$	2950 кгс ($\approx 29,5$ кН),
нагрузка на колесо R_{22}	5500 кгс (≈ 55 кН),
колёсная база	1000 мм,
скорость движения v	25 м/мин,
Ребордные ходовые колёса на стороне 1,	
Привод на ходовом колесе 11.	

Равенства действительные для случая b (таблица 4).

Угол перекоса α определяется, в свою очередь, как в примере 1 через геометрический способ сложения отдельных составляющих возмущающего воздействия.

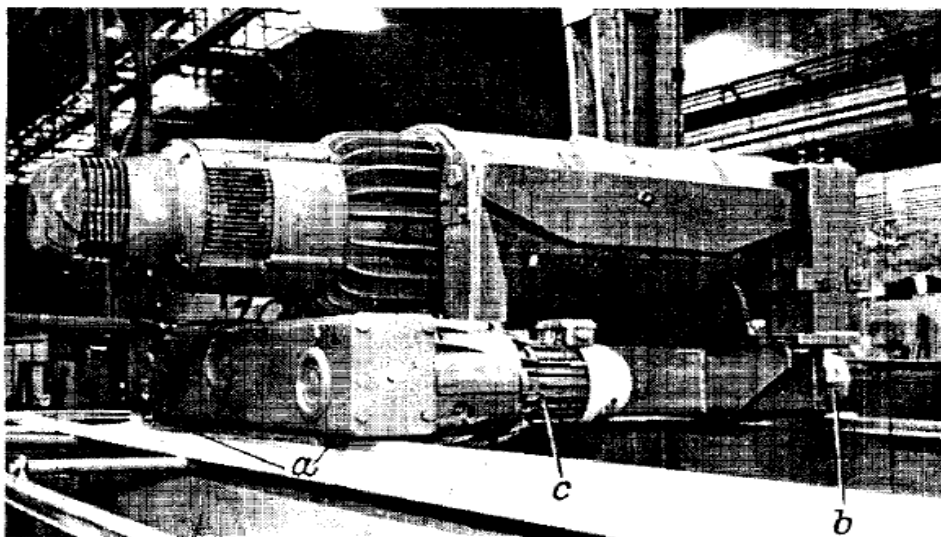


Рис.6. Трёхколёсная рельсовая крановая тележка с ребордными ходовыми колёсами с односторонним движением в рельсовой колее, пример расчёта 2.

Фото: Demag подъёмно-транспортное оборудование

- a ходовые колёса стороны крана $j=1$ с ребордами
- b безребордное ходовое колесо на стороне крана $j=2$
- c привод крановой тележки

$\alpha_{Fe} = 1,6\text{‰} = 5,5'$ (т.к. минимальный требуемый разбег колёсной пары при колёсной базе $a=1000$ мм в этом случае составляет приблизительно 1,6 мм; это на 0,4 мм меньше, чем предусмотренный конструктивный разбег колёсной пары $\Delta V=2$ мм).

Допуск на рельсовый изгиб для рельсовых путей передвижения крановой тележки принимают равным ± 1 мм на 2 м длины, а из этого следует $\alpha_K = 1,0\text{‰} = 3,4'$.

Дополнительный угол перекоса равен $\alpha_{Zl} = 0,6\text{‰} = 2'$, т.к. в кранах с треугольной опорной поверхностью и односторонним приводом на стороне крана с направляющими элементами необходимо учитывать только возмущающее воздействие перекоса.

Сложением этих отдельных составляющих рассчитывается α :

$$\alpha = 5,5' + \sqrt{2,7^2 + 2,0^2 + 3,4^2} = 3\text{‰} = 10,3'.$$

При этом коэффициент силового замыкания согласно рис.2 будет $f = 0,158$.

При этом численном значении рассчитываются нанесённые на рис.7 горизонтальные силы.

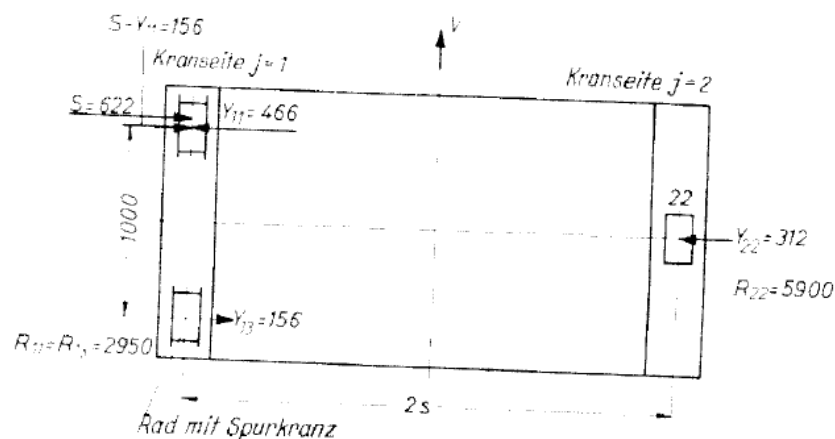


Рис.7. Трёхколёсная рельсовая крановая тележка с рассчитанными горизонтальными силами в кгс (10 Н), вызванными боковым уводом.

Kranseite j=1 – сторона крана j=1

Rad mit Spurkranz – колесо с ребордой

Для расчёта максимально возможного угла перекоса, согласно рис.24, были учтены 5% головки рельса и 25% ширины реборды, как составляющие изнашиваемости разбега колёсной пары, таким образом получается, что $\alpha_{\max}$ значительно больше расчётного угла α . Поэтому нет необходимости в достижении благоприятного условия $\alpha \approx \alpha_{\max}$. Но это не должно послужить причиной увеличения расчётного угла, т.к. принятые величины износа едва ли могут появиться при слабо нагруженной рельсовой крановой тележке, и в результате у неизбежных возмущающих воздействий, в этом случае при $b \leq 0,2$ м/с² и $l/a \leq 3$, не будет никаких существенных углов перекоса.

Наибольшим усилием является локально действующая на реборде направляющая сила S , которая является решающей для контактного напряжения между ребордой и рельсом, а также для появляющегося при этом износа. При расчёте мостовой подкрановой балки рамы тележки и подшипников необходимо учитывать передаваемую силовым замыканием поперечную силу Y_{22} .

В ограниченной области применения кранов с односторонними приводами и рельсовых крановых тележек – ходовые колёса, установленные на подшипниках качения, с приводом на стороне крана с направляющими элементами, $l/a \leq 3$, $b \leq 0,2 \text{ м/с}^2$, никаких больших (несоосных) разрушающих сил ветра – у статически определённой трёхточечной опоры есть преимущества – горизонтальные силы, вызванные боковым уводом, меньше, чем у прямоугольной четырёхточечной опоры.

3. Выбранные термины по теме «Механика движения в рельсовой колее»

Выбранные здесь и расположенные в алфавитном порядке результаты исследований не застрахованы от повторов, т.к. многочисленные термины (ключевые слова) могут быть написаны только с другими терминами. Для ограничения требуемых повторов внутри описания ключевого слова выделяются курсивом возникающие другие ключевые слова с дополнительной важной информацией.

Параллельность осей на чертеже

Параллельность осей ходового колеса на чертеже соответствует наличию точного правильного угла между меридиональной плоскостью ходового колеса и диаметром вала и беззазорным подшипникам параллельности плоскостей ходового колеса. Если ось ходового колеса и меридиональная плоскость ходового колеса не образуют угол 90° , то при ровной торцевой поверхности ходового колеса проявляется так называемое торцевое биение, рис.8.

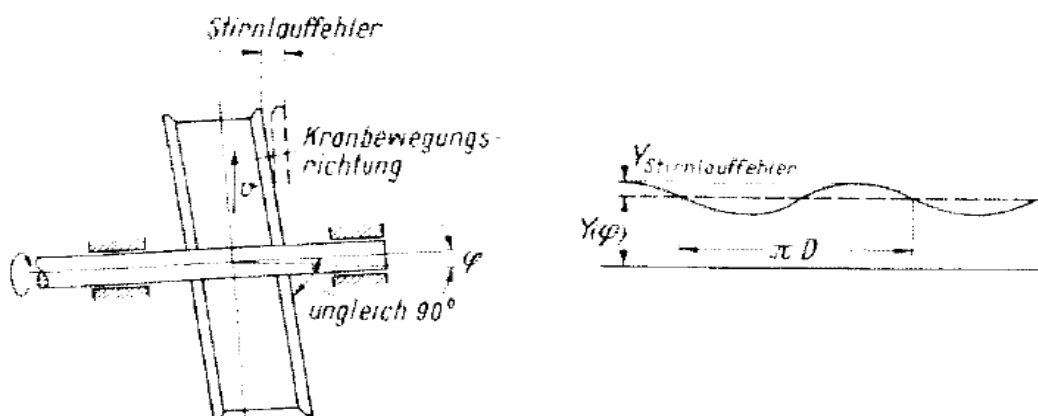


Рис.8. Перекос ходового колеса φ и торцевое биение ход.колеса.
 $Y(\varphi)$ поперечная сила

Stirnlauffehler – торцевое биение

Kranbewegungsrichtung – направление движения (перемещения) крана

ungleich 90° - не равно 90° (отлично от 90°)

Поперечная сила, вызванная боковым уводом, вследствие угла перекоса α накладывается при движении крана по причине торцевого биения на колебания, вызванные поперечной силой, длина волн которых почти соответствует окружности колеса. Для ограничения колебаний, вызванных поперечной и направляющей силой, торцевое биение должно – оно содержит также возможные перекосы из-за зазора в подшипнике – быть меньше, чем от 0,2 до 0,3 ‰.

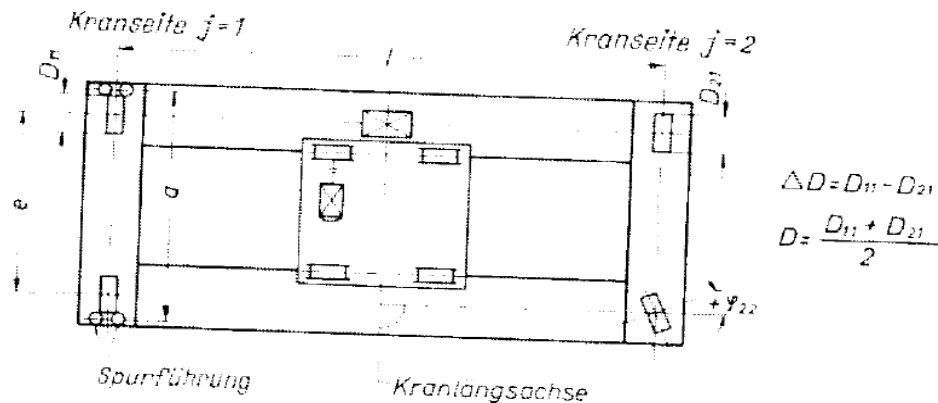


Рис.9. Кран с погрешностью из-за отклонения от параллельности осей φ на чертеже и разность диаметров колёс ΔD .

Kranseite j=1 – сторона крана j=1

Spurführung – движение в рельсовой колее

Kranlängsachse – продольная ось крана

Погрешность из-за отклонения от параллельности осей обозначается через угол φ между диаметром вала под подшипник и перпендикуляром, опущенным на продольную ось крана, рис.9. *Переко́с* как угол между меридиональной плоскостью ходового колеса и продольной осью соответствует теоретической погрешности из-за отклонения от параллельности осей φ . В установленных ходовых колёсах могут появляться дополнительные отклонения плоскостей ходовых колёс (например, меридиональная плоскость) на продольной оси крана из-за допусков используемых деталей: подшипники (качения), буксы и оси. Поэтому допустимый переко́с будет выбран большим, чем расчётный допуск на погрешность из-за отклонения от параллельности осей на чертеже.

Согласно руководству VDI 3571[14] следующие производственные допуски являются рациональными:

погрешность из-за отклонения от параллельности осей на чертеже

класс допуска 1 (B4 до B6)

$$\varphi = \pm 0,30\text{‰} \approx \pm 1,0'$$

класс допуска 2 (B1 до B3)

$$\varphi = \pm 0,40\text{‰} \approx \pm 1,4'$$

Параллельность осей на виде спереди

Погрешность из-за отклонения от параллельности осей γ это переко́с вала, поддерживаемого подшипниками, на виде спереди, рис.10. Термин *развал колёс* значит то же, что и погрешность из-за отклонения от параллельности осей на виде спереди, если ходовые колёса установлены без зазора и центрически.

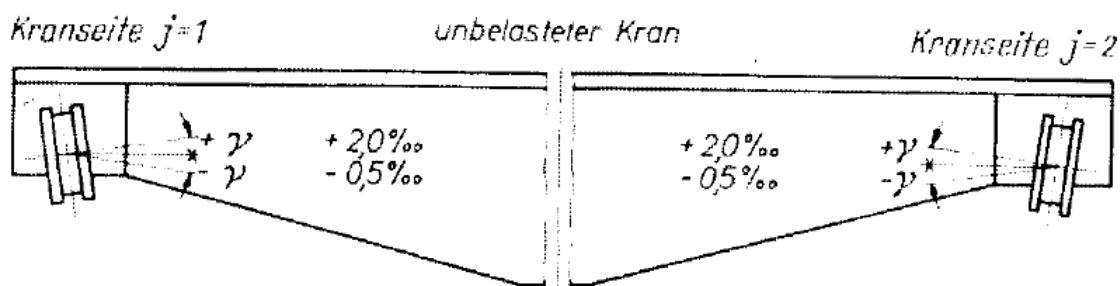


Рис.10. Кран с погрешностью из-за отклонения от параллельности осей γ . Вид спереди.

При положительном угле γ точка пересечения осей ходовых колёс лежит выше опорной поверхности колеса

Если у рельс плоская поверхность катания, то погрешность из-за отклонения от параллельности осей на виде спереди в случае ненагруженного крана при наклонном положении должна быть ограничена между

$$\gamma = 2\text{‰} (\approx 6,9^\circ) \text{ и } 0,5\text{‰} (\approx 1,7^\circ).$$

Для случая круглых рельс это особенное ограничение γ не нужно.

Развал колёс определяет вместе с наклоном плоской поверхности катания рельса величину натира и контактное напряжение между ходовыми колёсами и рельсами (возмущающие воздействия ходовых характеристик).

Крайнее положение грузозахватного органа крана

Крайнее положение грузозахватного органа крана – это наименьшее расстояние от центра грузового крюка к базовой поверхности (к базе). В качестве базовой поверхности (базы) служит для крановой тележки плоскость симметрии рельсового кранового пути. Для самого крана это базовая поверхность (база), торцевая поверхность буфера кранового пути.

Толчок при трогании с места

Толчок при трогании с места появляется в момент набегания направляющего элемента по направлению рельса. Возникающие при этом динамические силы накладываются и образуют систему сил по табл.1. На основании проведённых ранее исследований, можно сделать вывод, что дополнительная динамическая направляющая сила, вызванная боковым уводом, несущественно мала при скорости движения менее 1,0 м/с и углах набегания до 8‰ вследствие амортизационных свойств направляющих элементов и рельса [12]. Влияние больших скоростей движения на динамическую направляющую силу является объектом исследования.

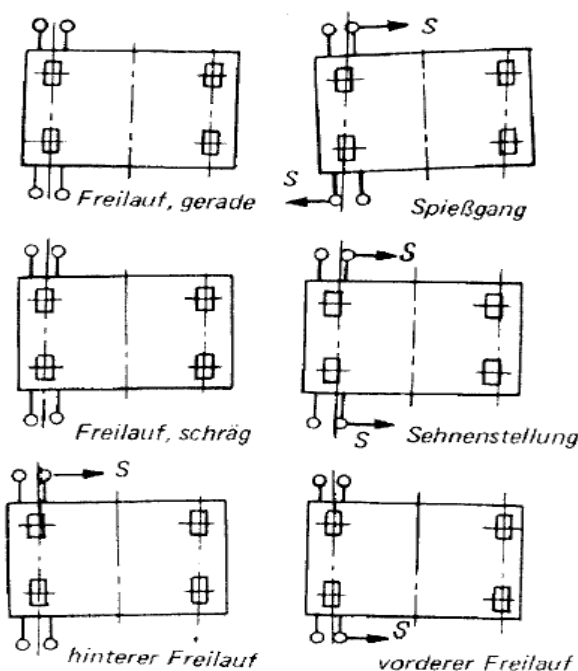


Рис.22. Положения крана

Freilauf, gerade – свободный ход, прямой

Spießgang – ход с перекосом

Freilauf, schräg – свободный ход с перекосом

Sehnenstellung – хордовая установка

hinterer Freilauf – задний свободный ход

vorderer Freilauf – передний свободный ход

65 кгс/мм² (0,60 до 0,65 кН/мм²) закон изменения силы сцепления от скольжения остаётся постоянным. Поэтому есть различные виды нагрузок на ходовые колёса кранов, которые почти не влияют закон изменения силы сцепления от скольжения. Влияние скорости на коэффициент силового замыкания не нужно устанавливать в пределах между $v = 0,3$ до 1,5 м/с.

Конструкция крана

Ходовыми характеристиками можно благоприятно воздействовать, если благодаря знаниям механики движения в рельсовой колее выбираются определённые конструктивные исполнения. Таблица 8 представляет собой сводную таблицу выгодных параметров кранов.

Положения крана в канале разбега колёсной пары

Механика движения в рельсовой колее знает 4 принципиально различных положения крана в канале разбега колёсной пары, рис.22:

- свободная установка тележки в колее (задний или передний свободный ход),
- хордовая установка
- перекосная установка

Таблица 8. Советы по конструкции для достижения хороших ходовых характеристик.

Определение для хороших ходовых характеристик:

прямолинейное движение крана, маленькие горизонтальные силы, быстрое уменьшение перекоса (небольшое расстояние между пятнами контакта h), с излишней поворачиваемостью.

Конструкционный параметр	Предпочтительные меры
Габариты мостового крана	$l/a \leq 6$ у кранов с индивидуальными приводами $l/a \leq 3$ у кранов с односторонним приводом $l/a =$ от 4 до 8 у кранов с центральным приводом $l/a > l/e$, см. место установки направляющего элемента, рис. 32 и 33
Конструкция мостового крана Система передвижения	Установка плавающих подшипников, благодаря этому появляются системы WFL, EFL, таблица 1 Статически определённые устойчивые (закреплённые на опорах) мостовые краны Выгодное расположение центра тяжести благодаря $x_s \approx 0$ Краны с тремя ходовыми колёсами, см. раздел 2.3, краны с более чем 4 ход. колёсами
Ходовые колёса	Подшипник ЕЕ-краны с цилиндрическими колёсами на плоских или круглых рельсах WE-краны с коническими ходовыми колёсами на круглых рельсах
Система привода	Индивидуальные приводы или односторонний привод, см. рис. 12 Центральный привод только в кранах, которые подвержены большим силам ветра; в значительной мере важным является хорошо выверенный направляющий рельс
Двигатели	Соблюдение условия свободно-насаженных колёс Асинхронный двигатель с фазным ротором, двигатель последовательного возбуждения Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором в нормальном исполнении в кранах с $l/e \leq 4$ Асинхронный двигатель с мягкой характеристикой в кранах с $l/e =$ от 4 до 6
Движение в рельсовой колее	Одностороннее движение в рельсовой колее, смазывание реборд Направляющие ролики для кранов группы нагрузки B5 и B6 (DIN 15018) Реборды применимы для кранов группы нагрузки от B1 до B4 (DIN 15018) Упругая опора (упругое крепёжное устройство) делает возможным ход с перекосом и задний свободный ход
Угол перекоса	Расчёт угла перекоса α по рис. 26
Разбег колёсной пары	Возможный наименьший угол перекоса α и вследствие этого маленький разбег колёсной пары
Производственные допуски	Для габаритов крана по табл. 11 Для ходового колеса, подшипника по таблице 12 Для подкрановых путей по таблице 13
Подкрановый путь	Стационарно проложенный направляющий рельс Упругое подножие рельсовых подкрановых путей Ширина и высота головки рельса достаточные для напряжения, вызванного нагрузкой на колесо и направляющей силой На плохо проложенных подкрановых путях используются только краны со статически определённой опорой и с индивидуальными приводами.