

УДК 621.873

ТРОСОВЫЕ ПОДЪЕМНИКИ С ТОРМОЗАМИ БЕЗОПАСНОСТИ

HOISTS WITH SAFETY BRAKES

Штефан Фёт¹,доктор техн. наук, профессор, e-mail: Voeth@tfh-bochum.deStefan Vöth¹Prof. Dr, e-mail: Voeth@tfh-bochum.deТюленев Максим Анатольевич²,кандидат техн. наук, доцент, e-mail: tma.geolog@kuzstu.ruTyulenev Maxim A.²Associated Prof., e-mail: tma.geolog@kuzstu.ru

¹Technische Fachhochschule Georg Agricola für Rohstoff, Energie und Umwelt zu Bochum Staatlich anerkannte Fachhochschule der DMT-Gesellschaft für Lehre und Bildung mbH. Herner Straße 45, 44787 Bochum

²Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

²T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, 28 street Vesennyaya, Kemerovo, 650000, Russian Federation

Аннотация: В логистической производственной цепочке крановые установки являются важными элементами безопасности и рентабельности транспортировки. Поэтому безопасность – весомый фактор при работе кранов и при транспортировке расплавленного металла в плавильных цехах. При эксплуатации портовых кранов-перегрузателей (ship-to-shore) рентабельность также является доминирующим аспектом.

Важной составляющей каждого крана является механизм подъемника. В данной статье рассматриваются внутренние напряжения (метод сечения), возникающие в компонентах подъемника, которые должны быть приняты во внимание при проектировании. Также рассмотрена концепция тормозного устройства и его управления, при которой внутренние напряжения в частях привода подъемника, таких как редуктор и сцепления, уменьшатся.

Abstract: Cranes integrated in the logistic chain are vital elements to ensure safety and economic efficiency of transport. So safety is a essential factor for service of cranes in nuclear plants or metallurgical plants. For service of ship-to-shore-cranes the economic efficiency is an additional dominating aspect.

A main assembly of every crane is the hoist. Following is shown, which internal forces occur in the components of a hoist with safety brake and are to be considered while dimensioning. In addition a concept for the design and the control of the braking system is shown in order to reduce the internal forces in hoist components of the rotational part of the drivetrain as couplings and gearing.

Ключевые слова. Подъемник, кран, тормоз, аварийное торможение, «умные» системы торможения

Keywords: Hoist, crane, brakes, emergency braking, the "intelligence" braking system.

Исходные положения

Подъемники из-за нестационарного режима работы подвержены динамическим нагрузкам, особенно при аварийной ситуации, когда в приводе подъемников (с тормозами безопасности в торцевой части барабана) возникают высокие динамические напряжения.

Поэтому на практике высок риск выхода из строя компонентов подъемника, особенно редуктора, что приводит к снижению безопасности и работоспособности.

В планировке механизмов подъемников кра-

нов принимаются во внимание два основных подхода: серийное и индивидуальное производство. Серийные подъемники конструируются для выпуска в больших количествах, что обуславливается детальной планировкой и экспертизой перед выходом на рынок.

В случае индивидуального (эксклюзивного) производства планируется эксклюзивная система подъемника для одного крана, которая в действительности не может быть так тщательно спроектирована как серийная, т.к. не производится достаточно тщательных исследований условий эксплуа-

тации, а, к примеру, определение срока службы крана и вовсе невозможно. Поэтому определение подхода производства эксклюзивных подъёмников является очень важным условием.

Структура подъёмника

Принцип устройства подъёмника заключается в том, что с одной стороны троса находится груз, а с другой – мотор с тормозом (рис. 1). Отсюда становится относительно понятна динамика работы подъёмника в разных режимах.

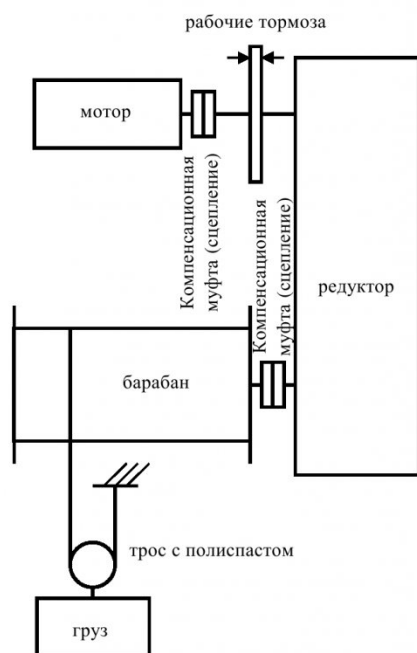


Рис. 1. Структурная схема подъёмника

Всё выглядит по-иному в подъёмниках с высокой степенью безопасности, таких как портовые краны-перегрузатели (ship-to-shore) и краны для транспортировки расплавленного металла в плавильных цехах.

В данной ситуации, для перестраховки, предусмотрены дополнительные тормоза с торцевой стороны барабана, на случай поломки привода, что также позволяет добавить нагрузку на середину привода [1]. Вследствие этого обеспечивается улучшенная динамика работы подъёмника в целом и эластичность привода в частности, по сравнению с остальными подъёмниками.

Тормоза

Подъёмники с высокой степенью безопасности имеют более одного тормоза.

По аналогии с классическими подъёмниками, на оси мотора также имеются тормоза. На сегодняшний день в электрических системах торможения рабочий тормоз используется не для полной (резкой) блокировки, а для плавного торможения (сдерживания).

При эксплуатации подъёмников, где безопасность является приоритетом и груз должен быть удержан даже в случае поломки привода, исполь-

зуются тормоза безопасности с нагрузочной части привода, т.е. на барабане.

Для достижения полного или разделённого торможения возможна установка дополнительного тормоза на ось мотора, но, как правило, для основного торможения и остановки поднимаемого груза этот тормоз не требуется.

Во время процесса торможения все тормоза срабатывают с определенным опозданием и тормозной момент выстраивается в виде экспоненциальной функции. Получаемый тормозной момент зависит, в основном, от отношения коэффициентов трения в тормозном устройстве.

Процесс торможения

Задача тормозного устройства – остановить подъёмник в заданное время без промедления, без увеличения (уменьшения) уровня высоты, на который уже поднят груз и вместе с этим удерживать груз на достигнутом уровне.

Во время процесса торможения тормозное устройство должно создать тормозной момент, который, как правило, состоит из трёх составляющих:

- статического момента поднимаемого груза (включая груз и грузозахватный механизм),
- тормозного момента, возникающего во время замедления вращающейся массы,
- тормозного момента, возникающего во время замедления поступательно-движущейся массы.

Величина и направление действия этих трёх составляющих зависит от нагрузки в момент изменения рабочего режима. Эти режимы (или переходы от одного режима к другому) можно представить в виде координатных четвертей (рис. 2), принимая во внимание следующие положения:

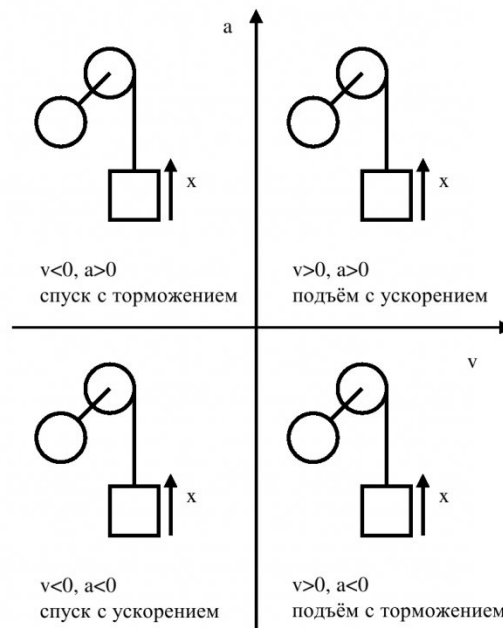


Рис. 2. Рабочие режимы тормозных механизмов, представленные на координатной плоскости

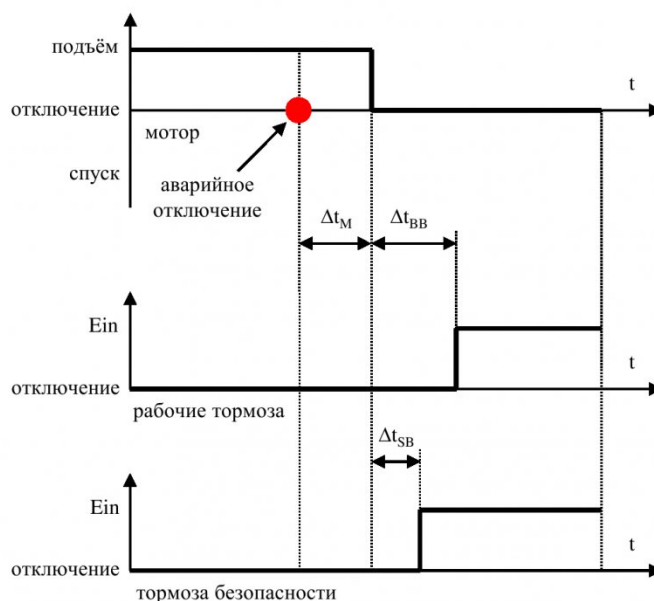


Рис. 3. Временной сценарий работы тормозных систем при аварийном отключении

- стояночный режим ($V = 0$);
- режим подъёма и спуска ($V \neq 0$);
- ускорение и торможение ($a \neq 0$);
- нагрузка в экстремальной ситуации (мёртвая нагрузка и мёртвая нагрузка плюс поднимаемый груз).

Таким образом, мы находимся в пределах следующих координатных четвертей:

Процесс включения

Действия мотора и тормозов во время процесса торможения не постоянны, намного большее влияние на привод оказывает появляющаяся и исчезающая нагрузка. Рассмотрим ситуацию аварийного отключения, для которой характерен следующий сценарий: после аварийного отключения мотор теряет крутящий момент с задержкой Δt_M , параллельно срабатывают тормоза. Если срабатывание тормозов длится дольше, чем потеря крутящего момента мотором, значит, мы имеем дело с задержкой действия рабочих тормозов $\Delta t_{рт}$ и тормоза безопасности $\Delta t_{тб}$ (рис. 3).

Система отсчета

Для детального рассмотрения используем похожий подъёмник без сопротивлений и сил трения (рис. 4). Технические характеристики подъёмника приведены в табл. 1.

Центральным элементом подъёмника является редуктор, груз будет подниматься при помощи грузозахватного механизма и троса с полиспастом 8/2. Каждый из тросов будет навиваться на свой барабан (с тормозом безопасности), который в свою очередь соединяется со своим отдельным выходным валом редуктора.

Подъёмник приводится в движение при помощи двух моторов, соединённых с входными валами редуктора, имеющих рабочие тормоза.

Таблица 1. Технические характеристики подъёмника

Характеристика	Обозначение, ед. изм.
Число оборотов мотора	$n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$
Скорость подъёма	$V_{\text{верт}} = 45 \text{ м/мин}$
Момент инерции оси мотора	$J_1 = 20 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
Момент инерции оси барабана	$J_2 = 500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
Масса грузозахватного механизма	$m_{\text{гм}} = 10 \text{ т}$
Масса груза	$m_{\text{г}} = 52 \text{ т}$
Радиус барабана	$r = 0,5 \text{ м}$
Передаточное число редуктора	$i_p = 26,2$
Кратность полиспаста	$i_n = 4$
Тормозной момент рабочего тормоза	$M_{\text{рт}} = 5,8 \text{ кН} \cdot \text{м}$
Задержка действия рабочего тормоза	$t_{\text{здрт}} = 0,4 \text{ с}$
Тормозной момент тормоза безопасности	$M_{\text{тб}} = 130 \text{ кН} \cdot \text{м}$
Задержка действия тормоза безопасности	$t_{\text{здртб}} = 0,1 \text{ с}$
Жесткость редуктора	$c = 4 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$
Угол смещения сцепления барабана	$s = 3^\circ$

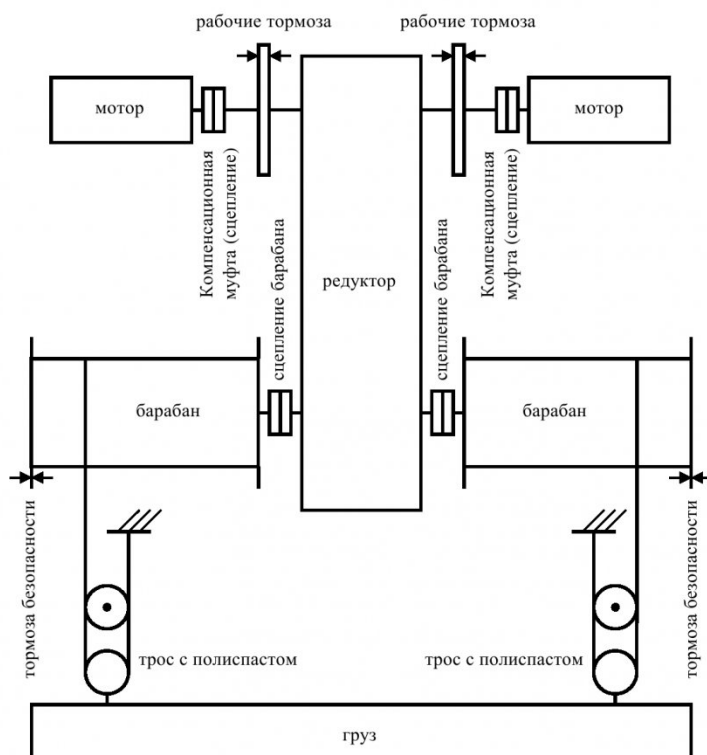


Рис. 4. Система отсчета

Рабочие нагрузки

При эксплуатации подъемник подвергается различным нагрузкам, которые описываются следующими параметрами:

- относительно движения груза: удерживанием, подъемом и спуском груза;
- относительно изменения скорости: постоянной скоростью, ускорением и замедлением;
- относительно нагрузки: от минимальной (только грузозахватного механизма) до максимальной нагрузки.

Рассмотрим следующие рабочие режимы для изучения действий сил и моментов:

- груз в подвешенном состоянии;
- подъем груза;
- спуск груза;
- рабочее торможение;
- экстренное торможение;
- аварийное отключение.

Далее будут рассматриваться режимы, вследствие которых действия сил и моментов в приводе возрастут. Рассмотрим аварийное отключение подъемника, у которого время срабатывания тормоза безопасности короче, чем время срабатывания рабочего тормоза. Аварийное отключение означает спонтанное отключение электричества, мотор теряет крутящий момент и тормоза срабатывают механически.

Особый случай, при котором происходит внезапная блокировка поднимаемого груза, рассматриваться не будет [2].

Кинетика жёсткого тела

При рассмотрении кинетики жёсткого тела, получаем угловое ускорение привода (a_1), как коэффициент суммы моментов нагрузки, разделённой на сумму моментов инерции, например со стороны оси мотора:

$$a_1 = \frac{\sum M_{red}}{\sum \theta_{red}}. \quad (1)$$

Сумма моментов складывается из крутящего момента мотора (M_m), тормозного момента рабочего тормоза ($M_{рт}$) и тормоза безопасности ($M_{тб}$), момента, создаваемого грузом (M_r). Момент инерции складывается из J_1 и J_2 , а также поступательно-движущейся массы груза (m_r) и грузозахватного механизма ($m_{гм}$).

Если рассматривать подъемник как модель жёсткого кинетического тела, то возможно построение графика скорости от времени для груза. Таким образом получаем, например, графики различных сценариев механического торможения при подъёме и спуске грузозахватного механизма (рис. 5).

Из углового ускорения привода (a_1), крутящего момента мотора (M_m), тормозного момента рабочего тормоза ($M_{рт}$) и момента инерции оси мотора (J_1) получаем момент нагрузки на входе редуктора (M_p) (рис. 6).

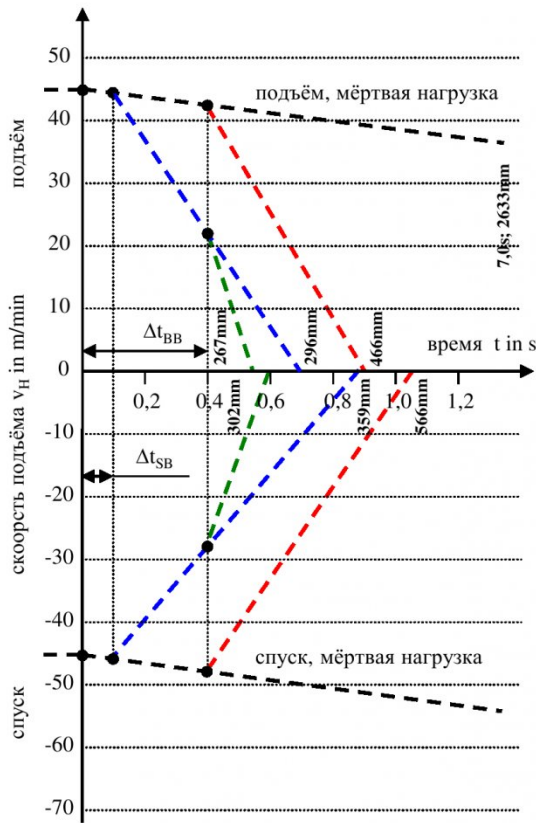


Рис. 5. Графики скорости при торможении грузозахватного механизма во время подъёма и спуска

Эластокинетика

С точки зрения кинетики жёсткого тела, эластичность и подвижность подъёмника не рассматриваются, поэтому возникает потребность изучения влияния этих свойств. С этой целью будет рассмотрен подъёмник, имеющий некую эластичность и подвижность редуктора и сцепления бара-

бана.

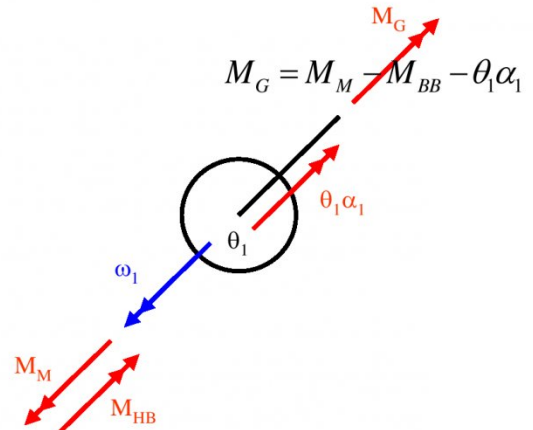


Рис. 6. Моменты, действующие на ось мотора (в разрезе)

Торможение при подъёме

Исследования показывают, что возникающая ситуация аварийного торможения при подъёме максимального груза имеет большое значение.

Торможение подъёмника происходит очень быстро, что обусловлено торможением нагрузки. Отсюда, процесс торможения производится настолько быстро, что рабочий тормоз, имеющий большую задержку срабатывания, практически полностью не принимает участия в торможении. Тормозной момент, требующийся для остановки мотора, создаётся нагрузкой и тормозами безопасности и передаётся через весь привод.

Если исходить из того, что:

- процесс отключения мотора и срабатывания тормозов безопасности проходит одновременно,

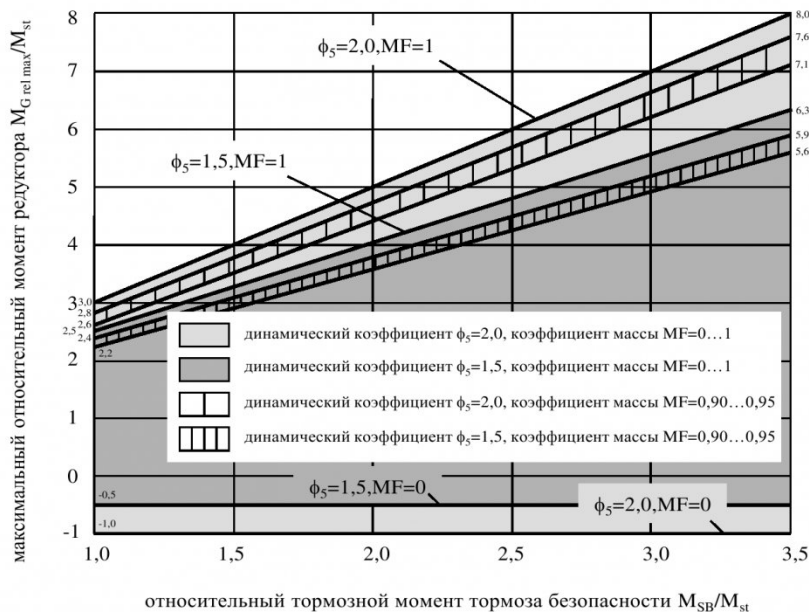


Рис. 7. Максимальный относительный момент редуктора

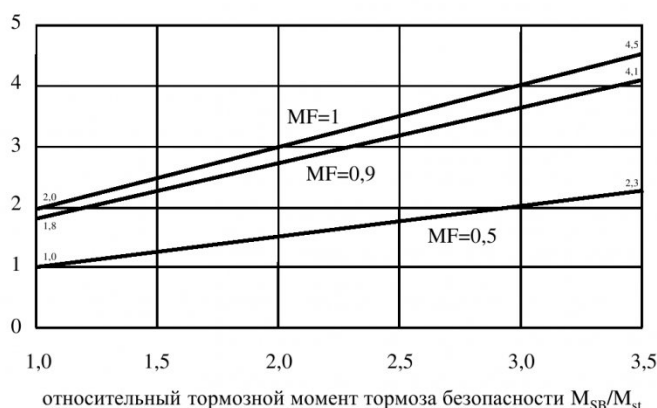


Рис. 8. Относительный момент редуктора

- тормозной момент имеет характер ступенчатой функции (единичного скачка),
- тормоза безопасности срабатывают быстрее рабочих тормозов,
- отсутствуют потери в приводе,

то получаемый максимальный относительный крутящий момент на входе редуктора, после срабатывания тормозов безопасности, при подъёме (+) или при спуске (-), включает в себя некоторые коэффициенты:

$$M_{Grel\ max} = \phi_5 (MF (LF \pm BF_{SB}) - LF) + LF, \quad (2)$$

где M_{Grel} – относительный крутящий момент на входе редуктора (статический момент нагрузки); $M_{Grel\ max}$ – максимальное значение M_{Grel} ; MF – коэффициент момента инерции, приведённого к оси мотора; LF – коэффициент нагрузки (максимальная нагрузка); BF_{SB} – коэффициент торможения (момент тормозов безопасности); ϕ_5 – динамический коэффициент сил инерции в приводах (DIN EN 13001-2).

Также, при изменении рабочего режима, по-

лучаемый скачок крутящего момента необходимо пересчитать с учётом динамического фактора ϕ_5 [4]. Для торможения максимального груза при подъёме получаем:

$$M_{Grel\ max} = \phi_5 [MF (BF_{SB} + 1) - 1] + 1 \quad (3)$$

Статический крутящий момент на входе редуктора:

$$M_{Grel} = MF (BF_{SB} + 1) \quad (4)$$

Это значит, что в самом неблагоприятном случае (все массы сконцентрированы на оси мотора ($MF = 1$)) максимальный статический крутящий момент на входе редуктора может быть равен тормозному моменту, создаваемому тормозами безопасности плюс статический момент нагрузки:

$$M_{Grel} = BF_{SB} + 1 \quad (5)$$

Из-за статических нагрузок, тормозных моментов и действий сил инерции крутящие моменты принимают максимальные значения (рис. 7). Детальное изучение возможно с помощью эластико-кинетического анализа. Становится очевидным, что в рассматриваемом случае, возникающая

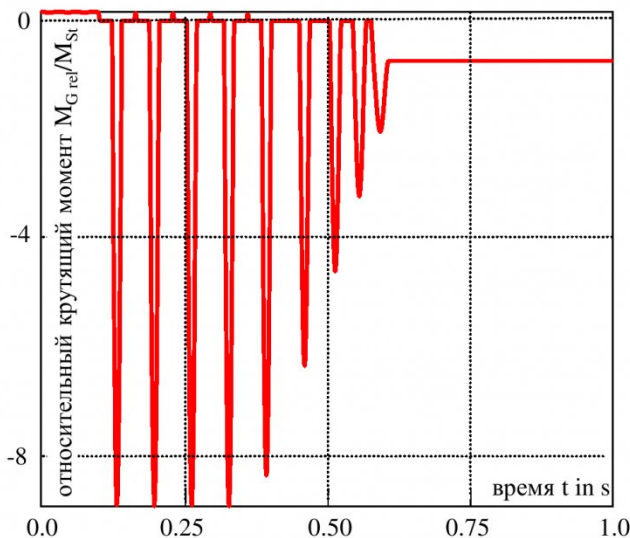


Рис. 9. Относительный крутящий момент редуктора (эластичная модель подъёмника)

нагрузка в приводе может превышать статический удерживающий момент.

Для коэффициента торможения $F_{B_{тб}} = 1,7$ получаем максимальный относительный крутящий момент ($M_{р.отн.макс.}$) = 2,4 ... 4,2 (DIN EN 13001-2), для $F_{B_{тб}} = 3,3$ получаем ($M_{р.отн.макс.}$) = 3,9 ... 7,2. Это означает, что крутящий момент редуктора может принимать значение в 7,2 раза больше, чем максимальная статическая нагрузка привода.

Специальный случай для $\phi_5 = 1,0$ (рассматривается как жёсткое кинетическое тело) представлен на рис.8.

С помощью модели жёсткого кинетического тела (не принимая во внимание динамический коэффициент) можно вычислить максимальный относительный крутящий момент на входе редуктора, т.е. отношение крутящего момента на входе редуктора к статическому крутящему моменту на входе редуктора при полной нагрузке, типичным значением для всех подъёмников является $M_{р.отн.макс.} = 2,6$; но в некоторых случаях может достигать значения $M_{р.отн.макс.} = 4,4$. Таким образом, крутящий момент редуктора в 4,4 раза выше статической нагрузки привода.

Торможение при спуске

Исследования показывают, что особенно важным для рассмотрения является рабочий режим «аварийное отключение» при спуске грузозахватного механизма.

Это состояние влечёт за собой моментальное отключение мотора и как следствие – срабатывание тормозов безопасности. В этом случае получаем максимальный относительный крутящий момент на входе редуктора $M_{р.отн.макс.} = 8,9$ (рис. 9).

При опускании, механизм подъёмника приводится в движение под тяжестью груза, который в обычном режиме удерживается мотором. Если срабатывают тормоза безопасности, то торможение происходит и в этом случае, очень быстро, это также обусловлено небольшим весом грузозахватного механизма. Впоследствии из-за наличия люфта в приводе (в редукторе, в сцеплениях), происходит смена сторон соприкосновения (например, в шестернях). В этот момент вращающиеся массы на входе редуктора разъединены с вращающимися массами на выходе, тем самым не нуждаются в торможении.

При таких обстоятельствах сначала произойдёт остановка вращающейся массы на выходном валу редуктора, затем вращающаяся по инерции масса на входе редуктора «ударится» об уже стоящую, произойдёт резкий удар сторон шестерней друг о друга. При этом основной удар придёт не только на шестерни, но и на подшипники, т.к. в косозубых шестернях удар передаётся в аксиальном направлении на подшипник.

Нагрузки в редукторе

Из проведённых расчётов можно вывести величину максимального момента в редукторе, которая в несколько раз выше величины статической. В редукторе возникают резкие толчкообразные силы и моменты, действующие на шестерни и подшипники в сочетании с давлением Герца. С точки зрения безопасности, возникающие максимальные нагрузки должны выдерживаться статически; с точки зрения срока службы такие нагрузки не должны приводить к повреждениям, а в дальнейшем и к более тяжёлым последствиям.

«Умные» тормоза

В зонах максимальных нагрузок необходимо избегать повреждений материала, с этой целью нужно суметь уменьшить нагрузки, чтобы также не конструировать редуктор слишком больших размеров. Для этого требуется решение, позволяющее понизить максимумы и сократить амплитуды возникающих внутренних сил.

Одним из таких решений является одновременное и распределённое срабатывание всех имеющихся тормозов, в нашем случае – тормозов безопасности и рабочего тормоза.

Главной причиной возникновения больших внутренних сил в приводе при торможении является то, что максимум кинетической энергии находится в массе вращающихся частей привода: роторе мотора, сцеплениях и барабане. Остановка барабана в экстренной ситуации происходит из-за быстрого срабатывания тормозов безопасности и поднимаемого груза. Таким образом, тормозной момент действует не там, где это требуется. Он должен быть распределён на все вращающиеся тела. Но для того, чтобы не произошла передача крутящего момента, особенно через редуктор, являлось бы целесообразным одновременное срабатывание рабочего тормоза. В идеале задержка срабатывания тормозов безопасности и рабочего тормоза должна быть равна нулю ($t_{здрт} = t_{здрб} = 0$), при условии, что крутящий момент мотора сохраняется до срабатывания тормозов (рис. 10).

Возникает вопрос: какой величины должен быть тормозной момент рабочего тормоза и тормоза безопасности? Оптимальным был бы процесс торможения, при котором до начала торможения, имеющийся «фактически» статический момент оставался бы в приводе. Таким образом можно избежать скачка момента в начале торможения, при «подъёме/спуске» и при «подъёме/спуске с торможением», а также в конце торможения, при переходе от «подъёма/спуска с торможением» к «остановке». При таких условиях, получаем следующие коэффициенты для новой структуры подъёмника (торможение при подъёме (-), при спуске (+)):

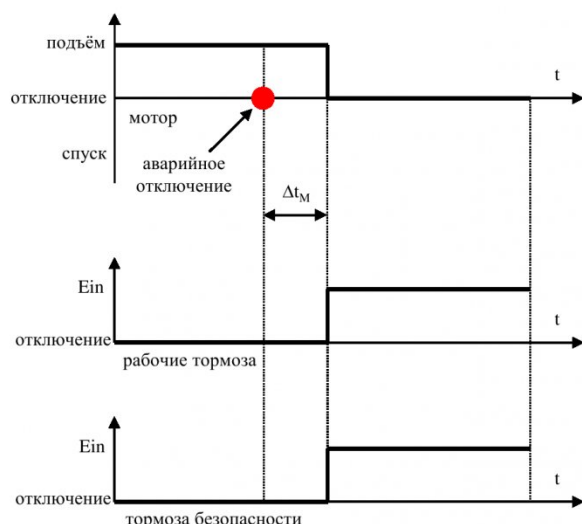


Рис. 10. Новый сценарий аварийного торможения

$$BF_{BB} = \mp \left(LF + MF \frac{\theta_{ges}^* \Delta\omega}{M_{st}^* \Delta t} \right) \quad (6)$$

$$BF_{SB} = \mp (1 - MF) \frac{\theta_{ges}^* \Delta\omega}{M_{st}^* \Delta t} \quad (7)$$

В данных формулах: BF_{BB} – коэффициент рабочего тормоза; момент рабочего тормоза на основе статического момента нагрузки; BF_{SB} – коэффициент тормоза безопасности; момент тормоза безопасности на основе статического момента нагрузки; LF – коэффициент нагрузки; максимальная нагрузка; MF – коэффициент момента инерции, приведённого к оси мотора; θ_{ges}^* – момент инерции, приведённый к оси мотора; M_{st}^* – статический момент нагрузки оси мотора; $\Delta\omega$ – круговая частота мотора; Δt – время торможения.

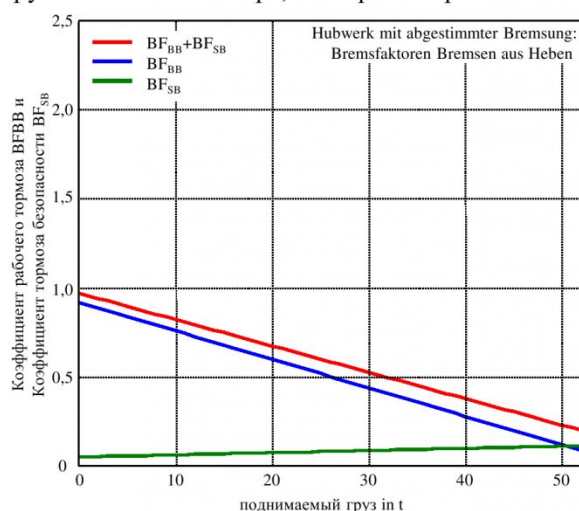


Рис. 11. Тормозные коэффициенты для торможения при подъёме

Итак, получаем тормозные коэффициенты и их сумму для торможения при подъёме (рис. 11) и для торможения при спуске (рис. 12).

При подъёме необходимо немного притормаживать при помощи тормоза безопасности ($BF_{тб} = 5\%-12\%$); с увеличением массы груза уменьшается тормозной момент рабочего тормоза ($BF_{рт} = 92\%-8\%$).

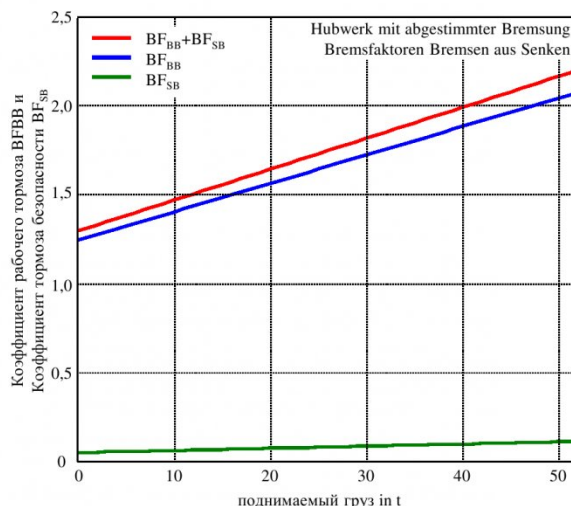


Рис. 12. Тормозные коэффициенты для торможения при спуске

При спуске необходимо немного притормаживать при помощи тормоза безопасности ($BF_{тб} = 5\%-12\%$); с увеличением массы груза, увеличивается тормозной момент рабочего тормоза ($BF_{рт} = 124\%-208\%$).

Выводы

Подъёмники крановых установок не рассчитаны на возникающие в них внутренние напряжения при аварийном отключении [3], а также повторяющиеся экстренные торможения. Такие напряжения возможно сократить при помощи «умного» торможения, уменьшив их максимумы и амплитуды. Для рассмотрения имеются также следующие меры:

Уменьшение люфтов и повышение эластичности системы. Уменьшение толчков и ударов, повышение амортизации приведёт к снижению внутренних напряжений.

Уменьшение динамических эффектов. Например, опираясь на DIN EN 13001-2 [3], сократить люфты в системе и постепенно (плавно) производить торможение.

Уменьшение коэффициента инерции (MF). Сократить массу мотора по отношению ко всему приводу, таким образом уменьшится момент, действующий на редуктор.

Уменьшение тормозного коэффициента тормоза безопасности ($BF_{тб}$). Уменьшив действие тормоза безопасности, сократятся и внутренние напряжения в приводе.

Одновременное срабатывание рабочего тормоза с отключением мотора. При срабатывании рабочего тормоза, момент инерции мотора не

передастся в привод и редуктор.

Одновременное срабатывание тормоза безопасности и рабочего тормоза. Условием для того чтобы крутящий момент не передался дальше в привод (при аварийном отключении), является одновременное срабатывание обеих систем торможения. В противном случае, ещё продолжающаяся движение по инерции масса оси мотора «столкнётся» с уже стоящими частями редуктора и барабана, но такого рода «столкновения» можно избежать. Как уже было сказано выше, в стандартных подъёмниках время срабатывания тормозов безопасности короче, чем у рабочего тормоза; увеличение времени срабатывания тормозов безопасности во многих случаях неприемлемо. Единственным решением остаётся только сокращение времени срабатывания рабочего тормоза [4].

Сбалансированное срабатывание обеих систем торможения. Возникающие моменты в приводе и их «гашение» становится возможным при помощи воздействий тормозного момента на требующие этого части привода. Величина тормозного момента зависит от рабочего режима и массы поднимаемого груза. Идеальным являлось бы использование тормозных систем с регулируемым тормозным моментом, но, на сегодняшний день, таких систем не существует. Вместо систем с бесступенчатым регулированием тормозного момента, существуют ступенчатые системы, которые представляют собой несколько параллельно рядом расположенных тормозов. Такие системы – только приближение к идеалу.

Обобщение

В логистической цепочке крановые установки

являются важными элементами безопасности и рентабельности транспортировки, а подъёмник – один из важнейших компонентов в крановой установке.

При оценке динамических процессов, возникающих в редукторе во время аварийного отключения, получаем значительные максимумы крутящего момента ($M_{p,отн.макс.} = 890\%$), которые в анализе жёсткого кинетического тела, базирующегося на DIN EN 13001-2 [4], не учитываются.

Подъёмник и все его части, будь то сцепление, шестерни в зонах давления Герца или подшипники редуктора, должны быть рассчитаны на любые нагрузки рабочих режимов. Поэтому в критических системах для уменьшения внутренних напряжений, наряду с уже перечисленными мерами, такими как повышение эластичности и амортизации системы привода, уменьшение люфтов в редукторе и сцеплении барабана, уменьшение момента инерции мотора, уменьшение момента тормоза безопасности, существуют и некоторые другие предложения.

Например, предлагается оснастить подъёмники такими «умными системами торможения», которые могли бы предвидеть каждую из сложившихся ситуаций.

Но формирующим и управляющим в такой тормозной системе остаётся:

- Одновременное срабатывание рабочего тормоза с отключением мотора;
- Одновременное срабатывание тормоза безопасности и рабочего тормоза;
- Сбалансированное срабатывание обеих систем торможения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. RWTÜV Schriftenreihe, Heft 8, Krane, Bemessung und Sicherheit, 1981
2. Vöth: Safety Systems for Container Cranes, 17th ITI Symposium, Dresden, 2014
3. Schmeink: Dynamische Beanspruchung von Hubwerksgetrieben, Tagungsband 22. Internationale Kranfachtagung, Magdeburg, 2014
4. EN 13001-2: Kransicherheit, Konstruktion allgemein, Teil 2: Lasteinwirkungen
5. Römer: Difference between dynamic and static coefficient of friction, Port Technology International, 56. Ausgabe, Winter 2012, S. 49-51

REFERENCES

1. RWTÜV Schriftenreihe, Heft 8, Krane, Bemessung und Sicherheit, 1981
2. Vöth: Safety Systems for Container Cranes, 17th ITI Symposium, Dresden, 2014
3. Schmeink: Dynamische Beanspruchung von Hubwerksgetrieben, Tagungsband 22. Internationale Kranfachtagung, Magdeburg, 2014
4. EN 13001-2: Kransicherheit, Konstruktion allgemein, Teil 2: Lasteinwirkungen
5. Römer: Difference between dynamic and static coefficient of friction, Port Technology International, 56. Ausgabe, Winter 2012, S. 49-51

Поступило в редакцию 15.02.2016
Received 15 February 2016