

АВТОМАТИЗАЦИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВодОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Введение. Одним из направлений, которые позволяют повысить эффективность работы фирмы, является применение логистики. Логистика, как совокупность методов и средств, позволяющих рационально управлять материальными и связанными с ними информационными потоками, способна повысить конкурентоспособность, применяющей ее фирмы.

В литературе даются различные определения логистики. За последние четыре десятилетия ни ученые, ни практики не выработали единого определения для термина «Логистика». «Разумная организация» - примерно так переводится с латыни слово «Логистика» (логичная, обоснованная), поэтому предложено следующее понимание термина «Логистика» [1]: «Логистика – это творческая организация всех процессов, обеспечивающих перемещение потоков материалов, людей и информации наиболее оптимальными способами». При этом творчество включает и логику, и интуицию, и расчеты, и знания.

Естественно, что для разумной организации указанных процессов необходимы умные машины, в том числе и различные умные подъемно-транспортные машины, которые имеют автоматические системы управления материальными потоками и реализуют принцип автоматизации, предусматривающий создание программируемого и самоуправляемого оборудования, а также реализуют энергетический принцип, предусматривающий снижение энергопотребления при выполнении операций по перемещению грузов.

Анализ выполненных исследований и постановка научной проблемы. Учеными Подъемно-транспортной академии наук Украины в течении последних 10 лет выполнен большой объем научных исследований, направленных на создание автоматических систем управления приводом механизмов подъемно-транспортных машин. В работах [2, 3, 4] приведены результаты исследования механизма передвижения грузоподъемных машин с частотно-регулируемым приводом. На основе этих исследований разработана микропроцессорная система управления преобразователем частоты для реализации оптимальных по быстродействию режимов движения с частотно-регулируемым приводом. Экспериментальные исследования показали, что привод исследуемого механизма передвижения способен рекуперировать до 5 % энергии затраченной во время передвижения на среднее рабочее расстояние при полной загрузке и до 30 % энергии, затраченной во время разгона.

Задачи повышения эффективности работы механизмов грузоподъемных машин за счет оптимизации режимов их движения и реализации оптимального управления решались рядом авторов и отражены в публикациях [5, 6, 7]. Выполненные исследования позволили установить влияние основных параметров частотно-управляемого электропривода на энергетические характеристики механизмов подъема груза и перемещения крана. Определено, что при использовании частотно-управляемого привода механизма передвижения крана, желательно использовать S-подобную характеристику изменения частоты напряжения питания приводного двигателя. При этом уменьшается максимальный момент на быстроходном валу привода на 18,2 – 36,4 % и максимальное приведенное усилие в металлоконструкции крана на 18,3 – 55,4 % в сравнении с линейной и двойной S-подобной характеристикой. Анализ экспериментальных данных показал, что переход на частотное управление механизма подъема груза при его подъеме/опускании в режиме «с веса» позволяет уменьшить нежелательные показатели работы крана: уменьшить усилие в канате на 10,1 – 14,3 %, а также уменьшить максимальное ускорение кранового моста на 5,2 – 66,6 % и максимальный ток двигателя в среднем на 14,3 – 37,5 %.

© В.Ф. Семенюк, 2019

Большое внимание уделено разработке методологии оптимального проектирования и эксплуатации энергоэффективных лебедок пассажирских лифтов [8, 9, 10]. В этих работах даны рекомендации по применению традиционных лифтовых лебедок с разомкнутыми, а также замкнутыми тиристорными системами управления на базе серийных тиристорных преобразователей напряжения. Показано, что применение тиристорных систем управления позволяет увеличить эффективность лифтовых подъемных механизмов традиционной конструкции: сократить эффективное время движения кабины на 15 – 25 %, повысить точность остановки лифта на 40 – 85 %, обеспечить необходимую плавность пуска-тормозных режимов. Доказано, что применение тиристорных преобразователей напряжения при управлении лифтовыми лебедками, позволяет асинхронным двигателям осуществлять продолжительную работу на искусственных характеристиках в области номинального скольжения с потерями на 11,0 – 48,0 % меньше, чем на рабочем участке естественной характеристики. Предложен метод расчета оптимальной массы противовеса с целью минимизации энергии, потребляемой лифтовыми лебедками. Разработан универсальный программный алгоритм, позволяющий комплексно реализовать предложенный метод. Получили дальнейшее развитие способы тиристорного параметрического управления лебедками, обеспечивающие оптимальные по быстродействию и экономичности режимы работы подъемных механизмов пассажирских лифтов.

Выполненные учеными Подъемно-транспортной академии наук Украины научные исследования внесли большой вклад в создание подъемно-транспортных машин с автоматическими системами управления, что позволяет реализовать принцип автоматизации при проектировании логистических систем. При этом недостаточно уделено внимания реализации энергетического принципа, для реализации которого нужны подъемно-транспортные машины с высоким коэффициентом полезного действия.

Цель исследования. Разработать методы повышения энергоэффективности приводов подъемно-транспортных машин с автоматическими системами управления.

Основной материал исследования. В настоящее время все больше грузоподъемных машин выпускаются с частотно-регулируемыми приводами, которые по сравнению с традиционным релейно-контакторным управлением имеет ряд преимуществ: широкий диапазон регулирования частоты вращения ротора; плавность регулирования скорости крановых механизмов; жесткие механические характеристики. Кроме того, применение частотных преобразователей позволяет создавать безредукторные приводы машин. Для асинхронного двигателя механизмов грузоподъемных машин при частотном управлении механические характеристики показаны на рис.1.

Как видно из рис.1 частотные преобразователи обеспечивают постоянство момента при снижении скорости управляемого электропривода, но при этом происходит уменьшение полезной мощности и соответствующее уменьшение коэффициента полезного действия. Новое значение номинального КПД двигателя на искусственной номинальной скорости $\eta_{ин}$ имеет следующую зависимость от диапазона понижения номинальной скорости $D_{ин}$ [10].

$$\eta_{ин} = \frac{1}{1 + D_{ин} \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right)}, \quad (1)$$

где η_n – паспортное номинальное значение КПД двигателя.

Выражение (1) позволяет прогнозировать допустимую степень искусственного снижения номинальной скорости двигателя. Например, если паспортный номинальный КПД двигателя составляет 90%, то при $D_{ин} = 8$ он снижается до 53 %, при уменьшении диапазона $D_{ин}$

увеличивается КПД двигателя на искусственной номинальной скорости: для двигателя с $\eta_n = 90\%$ при $D_{ин} = 4$ $\eta_{ин} = 0,69$, при $D_{ин} = 2$ $\eta_{ин} = 0,8$, при $D_{ин} = 1,5$ $\eta_{ин} = 0,857$.

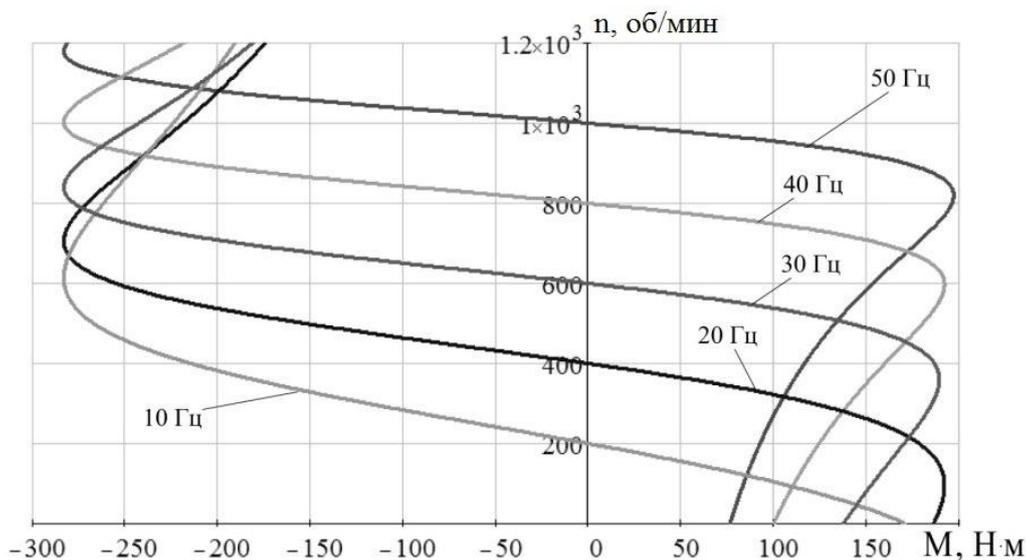


Рисунок 1 – Механические характеристики асинхронного двигателя при частотном управлении

Исходя из изложенного предлагается для повышения энергоэффективности приводов машин использовать метод минимизации диапазона искусственного снижения номинальной скорости двигателя, при этом для обеспечения требуемой скорости рабочего органа машины необходимо дополнительно применить редуктор с высоким коэффициентом полезного действия.

Важным направлением совершенствования грузоподъемных кранов является увеличение их производительности, от которой зависит, в известной степени, успех работы промышленности, транспорта и строительства.

Для увеличения производительности грузоподъемных машин необходимо уменьшать, при прочих равных условиях время пуска и время торможения. Уменьшение времени пуска и времени торможения приводит к увеличению динамических нагрузок механизмов машины, так как для достижения рабочей скорости машины в этом случае необходимо увеличивать ускорение (замедление) в указанные периоды.

Увеличение динамических нагрузок во время пуска приводит к уменьшению коэффициента полезного действия машины в этот период и, соответственно, общего КПД машины за цикл работы.

Оценка влияния динамики пуска на КПД механизма подъема мостовых кранов показывает, что одним из способов повышения КПД может быть способ уменьшения моментов инерции масс деталей, расположенных на тихоходных валах механизма подъема. Для реализации этого способа необходимо найти такое соотношение между передаточными числами ступеней зубчатой передачи редуктора, при котором приведенный на валу двигателя момент инерции масс зубчатых колёс редуктора будет минимальным.

Проведем разбивку общего передаточного числа двухступенчатого редуктора механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых цилиндрических передач, исходя из наименьшей массы зубчатых колёс и, соответственно, минимального на валу двигателя момента инерции масс зубчатых колёс редуктора.

Приведение движущихся сосредоточенных масс механизма к какому-либо валу производят на основе постоянства кинетической энергии механизма в реальной системе и в приведенной схеме с учетом потерь энергии от сил трения. На рис. 2 представлена схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза.

Уравнение для приведенного на валу двигателя момента инерции масс механизма подъема груза, представленного на рис. 2, с учетом потерь от сил трения с помощью КПД имеет вид:

$$I_{II} \frac{\omega_1^2}{2} = I_1 \frac{\omega_1^2}{2} + I_2 \frac{\omega_1^2}{2} + I_3 \frac{\omega_1^2}{2} + I_4 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_2} + I_6 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_3} + m_{zp} \frac{v_{zp}^2}{2 \cdot \eta_4}, \quad (2)$$

где I_{II} – момент инерции механизма приведенный к валу двигателя при пуске;
 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – угловые скорости соответственно вала двигателя, промежуточного вала редуктора, барабана;

$I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7$ – моменты инерции соответственно ротора двигателя, муфты с тормозным шкивом, шестерни и зубчатого колеса первой ступени редуктора, шестерни и зубчатого колеса второй ступени редуктора, барабана;

v_{zp}, m_{zp} – соответственно скорость, масса поднимаемого груза;

η_1 – КПД первой ступени редуктора;

η_2 – КПД второй ступени редуктора;

η_3 – КПД механизма от барабана до вала двигателя;

η_4 – КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста η_{II} ; $\eta_4 = \eta_3 \cdot \eta_{II}$

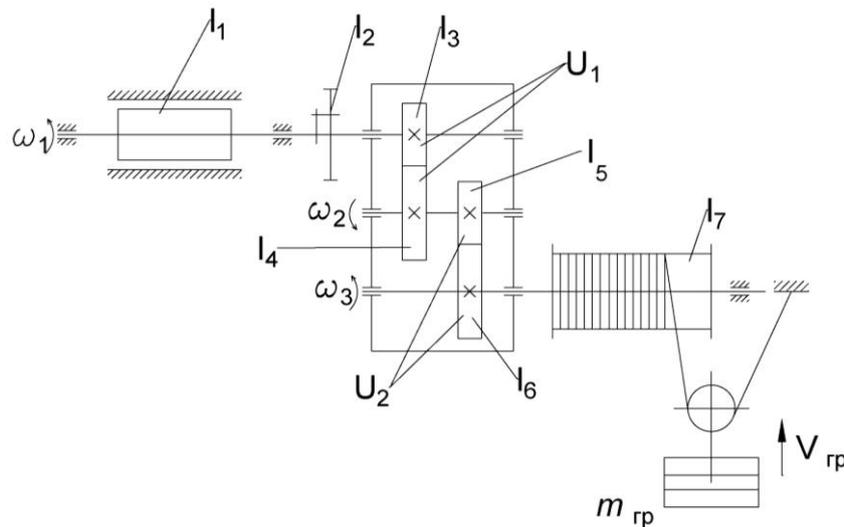


Рисунок – 2 Схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза

Подставляя в (1) $v_{zp} = \frac{\omega_1 \cdot r_6}{a \cdot u_1 \cdot u_2}$, $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}$ и $\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1 \cdot u_2}$, получаем:

$$I_{II} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_3} + m_{zp} \frac{r_6^2}{(a \cdot u_1 \cdot u_2) \cdot \eta_4}, \quad (3)$$

где u_1, u_2 – соответственно передаточные числа первой и второй ступени редуктора;

r_6 – радиус барабана;

a – кратность полиспаста.

Приведенный момент инерции механизма подъема по выражению (3) будет иметь наименьшее значение при разбиении общего передаточного числа двухступенчатого редуктора в том случае, если будет выполнено условие:

$$\left\{ I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} \right\} \Rightarrow \min \quad (4)$$

Преобразуем выражение (4), приняв, что момент инерции каждого из зубчатых колёс редуктора определяется по формуле:

$$I = \frac{G \cdot D^2}{7 \cdot g}, \quad (5)$$

где I – момент инерции массы зубчатого колеса;
 D – диаметр зубчатого колеса, м;
 G – вес вращающегося зубчатого колеса, кг;
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Вес вращающегося зубчатого колеса можно определить, как:

$$G = V \cdot \gamma, \quad (6)$$

где $V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h$ – объем цилиндрического зубчатого колеса, м³;

h – ширина зубчатого колеса, м;
 λ – удельный вес материала, кг/м³;

Приняв $h = D$, $D_4 = D_3 \cdot u_1$; $D_6 = D_5 \cdot u_2$; $\eta_1 = \eta_2 = 1$ и подставив соответствующие значения $I_3 + I_4 + I_5 + I_6$ в (4), после преобразований получим:

$$\frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \left[D_3^5 \cdot (1 + u_1^3) + D_5^5 \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2^3) \right] \Rightarrow \min \quad (7)$$

Диаметры D_3 и D_5 зубчатых колёс определяем исходя из прочности зубьев по контактному напряжению по заданным основным характеристикам:

- вращающему моменту T_1 а валу шестерни первой ступени редуктора и передаточному числу первой ступени u_1 ;

- вращающему моменту $T_2 = T_1 \cdot u_1 D_5$ а валу шестерни второй ступени редуктора и передаточному числу второй ступени u_2 ;

Диаметр шестерни первой ступени редуктора определяется как:

$$D_3 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_1 \cdot 1}{u_1}}, \quad (8)$$

а диаметр шестерни второй ступени редуктора определяется аналогично:

$$D_5 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_2 \cdot 1}{u_2}}, \quad (9)$$

После подстановки D_3 из (8) и D_5 из (9) в выражение (7) и после соответствующих преобразований получим:

$$\frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \cdot K_D^5 \cdot \left[\frac{T_1 \cdot u_1 K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \left\{ \left[\frac{u_1 + 1}{u_1} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left[\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \left[\frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2)^3 \right] \right\} \Rightarrow \min \quad (10)$$

Выражение (10) будет иметь минимальное значение при условии:

$$\left\{ \left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2)^3 \right\} \Rightarrow \min \quad (11)$$

После преобразования выражение (11) будет иметь вид:

$$\left[\left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_2 + 1}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_2^3) \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{u_1}} \right] \Rightarrow \min \quad (12)$$

По выражению (12) определим при каких значения u_1 и u_2 приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом редуктора равным $u_{общ} = 40$. Для двухступенчатых несоосных редукторов рекомендуют обеспечивать равенство диаметров колес быстроходной и тихоходной ступени. Соответственно передаточное число быстроходной ступени:

$$u_{\sigma} = (0,75 \dots 1) \cdot \sqrt[3]{u_{общ}^2},$$

где коэффициент 0,75 принимают при переменном режиме работы, а коэффициент 1 – при постоянном режиме.

Воспользуемся этой рекомендацией и определим:

$$u_1 = 0,75 \cdot \sqrt[3]{40^2} = 8,775$$

тогда

$$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1} = \frac{40}{8,775} = 4,558$$

Для первого варианта разбивки общего передаточного числа двухступенчатого редуктора принимаем:

1й вариант $u_1 = 9$; $u_2 = 4,5$; $u_{общ} = 40,5$, а для последующих вариантов принимает такие значения:

2й вариант $u_1 = 7$; $u_2 = 5,71$; $u_{общ} = 39,97$;

3й вариант $u_1 = u_2 = 6,325$; $u_{общ} = 40$;

4й вариант $u_1 = 5,71$; $u_2 = 7$; $u_{общ} = 39,97$;

5й вариант $u_1 = 4,5$; $u_2 = 9$; $u_{общ} = 40,5$;

Для каждого варианта вычислим значения выражения (12) и найдем отношение максимального значения к минимальному значению.

Результаты вычислений приведены в таблице 1.

Таблица 1

Вариант	u_1	u_2	Численное значение выражения (12)	Отношение максимального значения к минимальному
1	9	4,5	928,69	$928,69/484,46=1,917$
2	7	5,71	556,68	$556,68/484,46=1,149$
3	6,325	6,325	498,26	$498,26/484,46=1,028$
4	5,71	7	484,46	$484,46/484,46=1,000$
5	4,5	9	657,34	$657,34/484,46=1,360$

Анализ результатов вычислений, представленных в таблице 1, показывает, что приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом равным 40 в том случае, если общее передаточное число будет разделено по ступеням в отношении $u_1 = 5,71$; $u_2 = 7$, либо $u_1 = u_2 = 6,325$.

Для двухступенчатых цилиндрических редукторов, выполненных по развернутой схеме, рекомендуется принимать передаточное число быстроходной ступени:

$$u_{\sigma} = (1,2 \dots 1,25) \cdot \sqrt{u_{общ}} \quad (13)$$

при этом $u_{\sigma} = 7,59 \dots 7,90$, $u_{\tau} = 5,27 \dots 5,06$.

Сравнивая численные значения, полученные по выражению (12) с рекомендациями по зависимостям (13) можно сделать вывод, что разбивка общего передаточного числа редуктора между ступенями зубчатых передач по (13) приводит к увеличению приведенного момента инерции механизма подъема на 20...25%.

Для двухступенчатых соосных редукторов обычно принимают.

$$u_{\sigma} \geq \sqrt{u_{общ}} \quad (14)$$

При разбивке общего передаточного числа редуктора, когда $u_{\sigma} = u_{\tau}$, приведенный момент инерции механизма подъема близок к минимальному (см. таблицу 1).

Поэтому, исходя из критерия минимальности приведенного момента инерции механизма подъема, целесообразно применять двухступенчатые соосные редукторы.

Выполненный анализ позволяет предложить для повышения энергоэффективности приводов машин метод оптимизации разбивки передаточного отношения привода машины между ступенями цилиндрического редуктора, при этом в качестве критерия оптимизации использовать наименьшую массу зубчатых колес и, соответственно, минимальный на валу двигателя приведенный момент инерции масс зубчатых колес редуктора.

В подъемно-транспортных машинах достаточно часто применяются червячные передачи. Они позволяют передавать значительные нагрузки порядка десятков и сотен киловатт при большом передаточном числе. Замечательным свойством червячной передачи является самоторможение, которое обеспечивает безопасность работы машин, например, лифтов. Одним из основных недостатков червячной передачи является низкий

коэффициент полезного действия. КПД червячной передачи ниже, чем других механических передач. Так, если КПД цилиндрической зубчатой передачи находится в пределах 0,96 - 0,98 при передаточном отношении от 2 до 6, то КПД червячной передачи составляет только 0,7 – 0,9 (передаточное отношение от 10 до 40) и существенно зависит от передаточного отношения: с увеличением этого отношения КПД резко уменьшается. При проектном расчете передачи КПД можно приближенно определить по зависимости [11].

$$\eta_{ин} \approx 0,9(1 - \frac{u}{200}) \quad (15)$$

Учитывая то, что КПД червячной передачи низкий, при проектировании лифтов появилось желание отказаться от червячного редуктора и создавать лифты с безредукторной лебедкой. Однако исключение из кинематической схемы лебедки редуктора вызывает новые проблемы. В безредукторной лебедки под действием сил тяжести груза, кабины и противовеса возможны «проседания» кабины или противовеса при снятии или наложении тормоза в начале или конце движения. Для устранения этого «проседания» в системе управляемого привода с регуляторами скорости и положения необходимо ввести в цикле движения участок так называемого режима уравнивания, что усложняет систему управления. Кроме того, при отказе от механического редуктора его роль приходится выполнять приводному двигателю. Этот двигатель, сохраняя ту же мощность (или меньшую, с учетом исключения мощности потерь в редукторе) должен быть тихоходным и развивать соответственно повышенный момент.

Поэтому все же целесообразно оставить червячный редуктор в кинематической схеме лебедки, но найти возможность повысить КПД механической передачи лебедки. Предлагается решать эту задачу путем применения метода замены червячного редуктора на цилиндрически-червячный редуктор, имеющий тоже передаточное отношение. Приняв передаточное отношение механической передачи лебедки равным 32, можно червячный редуктор с таким передаточным отношением заменить цилиндрически-червячным с тем же передаточным отношением, разбив его, например, $u_{мп} = u_{цил} \cdot u_{черв} = 3,2 \cdot 10 = 32$. В этом случае $\eta_{черв} = 0,756$ при $u_{черв} = 32$, а $\eta_{мп} = \eta_{цил} \cdot \eta_{черв} = 0,97 \cdot 0,855 = 0,829$. Использование такого метода позволяет существенно повысить КПД механической передачи лебедки.

Выводы. 1. Учеными Подъёмно-транспортной академии наук Украины выполнен большой объем научных исследований для создания подъемно-транспортных машин с автоматическими системами управления. При этом недостаточно уделено внимания реализации энергетического принципа проектирования логистических систем, для которого нужны подъемно-транспортные машины с высоким коэффициентом полезного действия приводов механизмов этих машин.

2. Установлено, что уменьшение диапазона понижения номинальной скорости двигателя при частотном управлении повышает КПД двигателя на искусственной номинальной скорости. Для повышения энергоэффективности приводов машин предложен метод минимизации диапазона искусственного понижения номинальной скорости двигателя, при этом для обеспечения требуемой скорости рабочего органа машины необходимо дополнительно применять редуктор с высоким коэффициентом полезного действия.

3. Выполнена разбивка общего передаточного числа редуктора механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых цилиндрических передач, исходя из наименьшей массы зубчатых колес и, соответственно, минимального приведенного к валу двигателя момента инерции масс зубчатых колес редуктора. Определено, что в этом случае целесообразно применить двухступенчатые соосные редукторы.

Для повышения энергоэффективности приводов машин предложен метод оптимизации разбивки передаточного отношения привода машины между ступенями цилиндрического редуктора.

4. Для повышения энергоэффективности приводов машин предложен метод замены червячного редуктора в кинематической схеме привода на цилиндрически-червячный редуктор, имеющий то же передаточное отношение.

Литература: 1. Волгин В.В. Склад: Логистика, управление, анализ / В.В. Волгин. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: издательская торговая корпорация «Дашков и К», 2009. – 736 с. 2. Григоров О.В. Аналіз пуско-гальмівних процесів кранових механізмів з частотно-регульованим приводом / О.В. Григоров, В.В. Стрижак // Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. - № 57-2012.- С. 249-256. 3. Григоров О.В. Оцінка збільшення терміну служби металоконструкцій кранів при застосуванні частотного приводу / О.В. Григоров, В.В. Стрижак // Науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». Львів, 2013.- №9-10. – С. 20-25. 4. Григоров О.В. Підвищення енергоефективності кранів шляхом застосування частотно-регульованого приводу / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Д.М. Зюбанова // Збірник наукових праць української академії залізничного транспорту, 2014р. – вип. 148 ч.1.- С. 33-37. 5. Ловейкин В.С. Экономическое обоснование использование крановых частотно-управляемых приводов / В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич // Научно-технический, производственно-экономический и информационный журнал «Подъемно-транспортное дело». – 2013. -№1. -С.23-25. 6. Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом вантажопідійомних кранів / Ю.О. Ромасевич // Всеукраїнський збірник наукових праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». -2014. -№83.- С. 26-33. 7. Ловейкин В.С. Синтез оптимального руху механізмів вантажопідійомних машин за критерієм динамічної потужності / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2013. №9 (85). – С. 16-23. 8. Андрющенко О.А. Пассажирский лифт как электромеханическая система. Перспективы и проблемы совершенствования энергетических показателей / О.А. Андрющенко, В.В. Булгар, В.Ф. Семенюк // «Подъемные сооружения. Специальная техника». – 2010. - № 2. – С. 23-28. 9. Семенюк В.Ф. Комплексный метод анализа энергоэффективности лебедок пассажирских лифтов с применением энергетических диаграмм / В.Ф. Семенюк, А.А. Бойко // Науково-технічний та виробничий журнал «Підійомно-транспортна техніка».- вип. 4(44). – Одеса: Інтерпрінт, 2014.- С. 24-29. 10. Андрющенко О.А. Совершенствование энергетических показателей лифтовых лебедок. Критический анализ мировых достижений / О.А. Андрющенко, В.Ф. Семенюк, А.А. Бойко, А.Б. Кнюх // Научно-технический и производственный журнал «Подъемные сооружения. Специальная техника». – 2012. - №11 (129). –С. 26-29. 11. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для вузов / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989 - 489с.

Bibliography (transliterated): 1. Volhyn V.V. Sklad: Lohystyka, upravlenye, analiz / V.V. Volhyn. – 10-e yzd., pererab. y dop. – M.: yzdatel'skaya torhovaya korporatsyya «Dashkov y K», 2009. – 736 s. 2. Hryhorov O.V. Analiz pusko-hal'mivnykh protsesiv kranovykh mekhanizmiv z chastotno-rehul'ovanym pryvodom / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak // Visnyk KHNADU. Zbirnyk naukovykh prats'. - № 57-2012.- S. 249-256. 3. Hryhorov O.V. Otsinka zbil'shennya terminu sluzhby metalokonstruktsiy kraniv pry zastosuvanni chastotnoho pryvodu / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak // Naukovo-tekhnichnyy i vyrobnychyuy zhurnal «Mashynoznavstvo». L'viv, 2013.- №9-10. – S. 20-25. 4. Hryhorov O.V. Pidvyshchennya enerhoefektyvnosti kraniv shlyakhom zastosuvannya chastotno-rehul'ovanoho pryvodu / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak, D.M. Zyubanova // Zbirnyk naukovykh prats' ukrayins'koyi akademiyi zaliznychnoho transportu, 2014r. – vyp. 148 ch.1.- S. 33-37. 5. Loveykyn V.S. Ékonomycheskoe obosnovanye yspol'zovanye kranovykh chastotno-upravlyаемykh pryvodov / V.S. Loveykyn, YU.A.

Romasevych // *Nauchno-tekhnycheskyy, proizvodstvenno-ekonomycheskyy y unformatsyonnyy zhurnal «Pod'emno-transportnoe delo»*. – 2013. -№1. -S.23-25. **6.** Romasevych YU.O. Syntez optimal'noho keruvannya rukhom vantazhopidyomnykh kraniv / YU.O. Romasevych // *Vseukrayins'kyy zbirnyk naukovykh prats' «Hirnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny»*. -2014. -№83.- S. 26-33. **7.** Loveykin V.S. Syntez optimal'noho rukhu mekhanizmv vantazhopidyomnykh mashyn za kryteriyem dynamichnoyi potuzhnosti / V.S. Loveykin , YU.O. Romasevych // *Elektrotekhnichni ta komp'yuterni systemy*. – 2013. №9 (85). – S. 16-23. **8.** Andryushchenko O.A. Passazhyrsky lyft kak élektromekhanicheskaya systema. Perspektivy y problemy sovershenstvovaniya énerhetycheskykh pokazateley / O.A. Andryushchenko, V.V. Bulhar, V.F. Semenyuk // *«Pod'emnye sooruzhenyya. Spetsyal'naya tekhnika»*. – 2010. - № 2. – S. 23-28. **9.** Semenyuk V.F. Kompleksnyy metod analiza énerhoéffektivnosti lebedok passazhyrskykh lyftov s prymeneniyem énerhetycheskykh dyahramm / V.F. Semenyuk , A.A. Boyko // *Naukovo-tekhnichnyy ta vyrobnychy zhurnal «Pidyomno-transportna tekhnika»*.- vyp. 4(44). – Odesa: Interprint, 2014.- S. 24-29. **10.** Andryushchenko O.A. Sovershenstvovaniye énerhetycheskykh pokazateley lyftovykh lebedok. Krytycheskyy analiz myrovyykh dostyzenyy / O.A. Andryushchenko, V.F. Semenyuk, A.A. Boyko, A.B. Knyukh // *Nauchno-tekhnycheskyy y proizvodstvennyy zhurnal «Pod'emnye sooruzhenyya. Spetsyal'naya tekhnika»*. – 2012. - №11 (129). –S. 26-29. **11.** Reshetov D.N. *Detaly mashyn: uchebnyk dlya vuzov / D. N. Reshetov*. – M.: Mashynostroenye, 1989 - 489s.

Семенюк В.Ф.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВОДОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

На основе анализа энергоэффективности приводов грузоподъемных машин с автоматической системой управления, в которых применяются частотные преобразователи для понижения номинальной скорости двигателя, предложены методы повышения энергоэффективности этих приводов путем создания автоматических систем управления, сочетающих в себе частотные преобразователи и редукторы с высоким коэффициентом полезного действия.

Семенюк В.Ф.

АВТОМАТИЗАЦІЯ І МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

На основі аналізу енергоефективності приводів вантажопідйомних машин з автоматичною системою управління, в яких застосовуються частотні перетворювачі для зниження номінальної швидкості двигуна, запропоновані методи підвищення енергоефективності цих приводів шляхом створення автоматичних систем управління, що поєднують в собі частотні перетворювачі і редуктори з високим коефіцієнтом корисної дії.

V. Semenyuk

HOISTING-AND-CONVEYING EQUIPMENT DRIVES ENERGY EFFICIENCY INCREASING METHODS AND AUTOMATION

The article represents the methods to increase the energy efficiency of hoisting machinery drives, elaborated on the basis of analyzing the automatic system controlled machines using inverters for rated engine speed lowering; the proposed EE increase methods refer to creating the automatic control systems that combine inverters, reduction-drive gearboxes and a high performance coefficient.