



Министерство образования
Республики Беларусь
**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**



Машиностроительный факультет

НИРС МСФ-2019

Сборник материалов

75-й студенческой научно-технической
конференции

кафедра «Машиноведение и детали машин»

Электронное научное издание

Минск 2019

УДК 082(06)
ББК 34.44я43
Н68

Составители:
А.Т. Скойбеда, А.А. Калина

НИРС МСФ-2019. Сборник материалов 75-й студенческой научно-технической конференции / сост.: А.Т. Скойбеда, А.А. Калина. – Минск: БНТУ, 2019. – 116 с.

В сборник включены материалы докладов 75-й студенческой научно-технической конференции (секции «Детали машин», «Механика»).

Белорусский национальный технический университет
Машиностроительный факультет
Кафедра «Машиноведение и детали машин»
Пр-т Независимости, 65, уч. корп. 1,
г. Минск, Республика Беларусь
E-mail: mparts@bntu.by
<http://www.bntu.by/msfptm.html>

© М и ДМ, компьютерный дизайн, 2019
© БНТУ, 2019

Содержание

<i>ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ</i> __Студент гр. 10205117 Сокол Д.Г.	5
<i>РАСЧЁТ ПРУЖИН СЖАТИЯ МНОГОПОТОЧНЫХ СОСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ</i> __Студентка гр. 10205217 Дереповская Е.Р.	8
<i>МЕТОДИКА РАСЧЁТА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ</i> __Студент гр. 10205117 Есман Н.М.	11
<i>ПРОЦЕСС ПОГЛОЩЕНИЯ НАГРУЗКИ КРЕПЯМИ ПРИ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ</i> __Студент гр. 10205117 Дановский А.Д.	14
<i>МЕТОДЫ КОМПЕНСАЦИИ ИЗНОСА В ДЕТАЛЯХ МАШИН</i> Студент гр.10405118 Клещёнок Н.А.	19
<i>МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА И ДОЛГОВЕЧНОСТИ САЙЛЕНТБЛОКА</i> __Студентка гр. 10405118 Кулаковская Я.С.	23
<i>КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ</i> __Студенты гр.11302117 Кадуков А.А., Камков И.А., Гоца А.П.	29
<i>РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА</i> __Студенты гр.11302117 Кадуков А.А., Камков И.А., Гоца А.П.	31
<i>ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КАБИНЫ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА НА СООТВЕТСТВИЕ НОРМАТИВНЫМ ТРЕБОВАНИЯМ К УСТРОЙСТВАМ ЗАЩИТЫ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ</i> __Магистрант Лисовский Э.В.	34
<i>БЕСПРОВОДНАЯ ЗАРЯДКА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ</i> Студенты гр. 10110116 Савко А.В., Бондаренко Е.А.	40

<i>РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА ГМП_Студент гр. 11311117 Богданович Д. А.....</i>	<i>53</i>
<i>РАСЧЕТ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ ГМП_Студент гр. 11311117 Мандик Н.С.....</i>	<i>63</i>
<i>АДАПТИВНОЕ ОСВЕЩЕНИЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ_Студенты гр.10110116 Колтун А.Ю., Масло И.А.....</i>	<i>75</i>
<i>ОПОРЫ КРЫМСКОГО МОСТА_Студент гр.10605218 Лесь М.</i>	<i>82</i>
<i>МЕХАНИЧЕСКИЙ СПОСОБ УДАЛЕНИЯ ЛЬДА__С ПРОВОДОВ ЛЭП_Студент гр.10602117 Шалыгин Н.Г.</i>	<i>86</i>
<i>ЛАЗЕРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ СКАНИРУЮЩИМ ИЗЛУЧЕНИЕМ_Студенты гр.10603117 Рудик П.С., Шуляковский Е.А.</i>	<i>98</i>

УДК 629

ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Студент гр. 10205117 Сокол Д.Г.

Научный руководитель – ст. преподаватель Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Тормозная система автомобиля относится к системам управления и активной безопасности и предназначена для контроля скорости движения автомобиля вплоть до его полной остановки, в том числе экстренной, а также удержания машины на месте в течение длительного периода времени.

Классифицируется тормозная система по функциональности (рабочая, запасная, стояночная, трансмиссионная), типу механизмов (барабанная, дисковая, ленточная) и типу приводов (механический, гидравлический, пневматический, электрический и комбинированный).

Основная тормозная система состоит из тормозного привода и тормозных механизмов. На легковых автомобилях применяется преимущественно дисковый механизм с гидравлическим приводом, но на грузовых и большегрузных автомобилях – барабанный механизм с пневматическим приводом. На сегодняшний день наблюдается тенденция применения дискового механизма с пневматическим приводом.

Рассмотрим дисковые тормоза, которые являются самыми неэффективными, но наиболее используемыми в автомобилестроении. Коэффициент тормозной эффективности определяют как отношение тормозного момента, создаваемого тормозным механизмом, к приводному моменту:

$$K_{\text{э}} = \frac{M_{\text{тор.}}}{\sum P r_{\text{тр}}}, \quad (1)$$

где $\sum P$ – сумма приводных сил; $r_{\text{тр}}$ – радиус приложения результирующей сил трения (в барабанных тормозных механизмах – радиус барабана, в дисковых – средний радиус фрикционной накладки).

Тормозной момент, создаваемый дисковым тормозным механизмом, определяем по формуле:

$$M_{\text{тор}} = 2 \cdot P \cdot \mu \cdot r_{\text{ср}}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения, P – приводная сила.

При расчетном коэффициенте трения $\mu = 0,35$ с учетом уравнений (1 и 2), коэффициент эффективности дискового тормозного механизма $K_{\Sigma} = 0,35$. График зависимости K_{Σ} от μ представлен на рисунке 1.

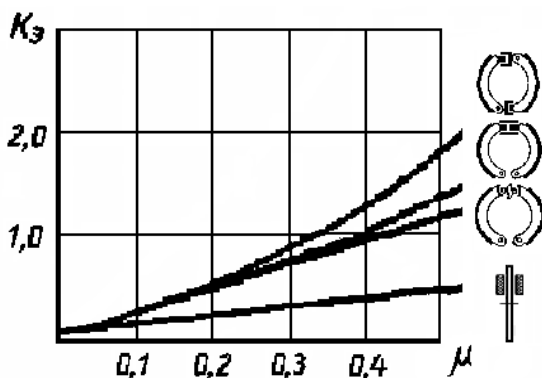


Рисунок 1. – Эффективность тормозных механизмов

Из рисунка можно заключить, что дисковый тормозной механизм обладает малой эффективностью (минимальной по сравнению с другими тормозными механизмами).

Основным достоинством дискового тормозного механизма является стабильность (наибольшая по сравнению с другими тормозными механизмами), что отражено в его статической характеристике, которая имеет линейный характер. В настоящее время стабильности отдается предпочтение перед эффективностью, так как необходимый тормозной момент можно получить увеличением приводных сил в результате применения рабочих цилиндров большего диаметра или усилителя. Кроме того, дисковый тормозной механизм имеет еще следующие преимущества перед колодочным: быстродействие, меньшую массу и габариты, более равномерное изнашивание фрикционных материалов, эффективный теплоотвод.

Пневматический привод широко применяется на грузовых автомобилях благодаря ряду преимуществ: наличие пневмосистемы на борту автомобиля, экономичность, возможность компенсации утечек и возможность использования штатных недорогостоящих составляющих пневмоаппаратов, совершенство в управлении и технологии изготовления.

Благодаря этим достоинствам дисковый тормоз с пневматическим приводом широко применяется на грузовых особенно на большегрузных автомобилях и тягачах.

Литература

Беляков В.М. Проектирование тормозных систем автомобиля. Ч.1. Тормозная динамика автомобилей. Тормозные механизмы // М: Белорусская государственная политехническая академия. Минск 2000.

УДК 629

РАСЧЁТ ПРУЖИН СЖАТИЯ МНОГОПОТОЧНЫХ СООСНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Студентка гр. 10205217 Дереповская Е.Р.

Научный руководитель – ст. преподаватель Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Из-за неизбежных погрешностей изготовления колёс, может получиться так, что при сборке многопоточных передач зубья замыкающего зубчатого колеса не попадут во впадины сопряжённого. Эту проблему стало возможным решить при помощи внедрения в сборку передач специальных упругих элементов. В технических устройствах используется большое число таких элементов, но наибольшее распространение приобрели пружины, торсионные валы и мембраны.

Рассмотрим пример расчёта упругих элементов, применяемых в двухпоточном соосном редукторе с тихоходной ступенью. Так как данный редуктор является средненагруженным, то целесообразно в качестве упругих элементов применять пружины сжатия.

В машиностроении наиболее часто для витых цилиндрических пружин сжатия используют стальную углеродистую холоднокатанную проволоку круглого сечения диаметром от 0,2 до 8 мм (ГОСТ 9389-75).

Диаметр проволоки пружины определяют из условия обеспечения необходимой жёсткости узла:

$$d \leq 0,6 \cdot \sqrt[4]{\frac{aD^3 i z T_y}{n d_p^2}} = 5,75 \text{ мм} \approx 5,6 \text{ мм (стандартный)},$$

где $i = 5..8$ - число рабочих витков пружин (примем $i = 6$);

z - число зубьев колеса ($z = 138$);

$n = 4..10$ число пружин (примем $n = 6$);

a -коэффициент, зависящий от числа пружин ($a = 1,42$);

D -средний диаметр пружины:

$D = (0,7..0,9) b = 32 \text{ мм}$,

b -ширина колеса ($b = 40 \text{ мм}$);

d_p - диаметр окружности, проведённой через точки пересечения осей пружин (рис.1):

$$d=(0,7\dots 0,9)d_2=220,8 \text{ мм},$$

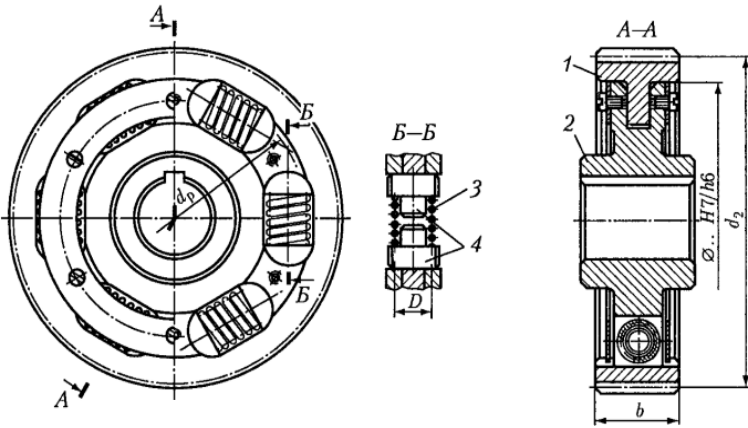


Рис.1

d_2 - диаметр колеса ($d_2 = 276 \text{ мм}$);

T_y - закручивающий момент, определяемый по формуле:

$$T_y = (K_n - 1) \cdot u \cdot T = 9,255 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где $K_n = 1,1..1,2$ - коэффициент перегрузки (примем $K_n = 1,1$);

T - вращающий момент на быстроходной шестерне ($T = 18,51 \text{ кН} \cdot \text{м}$)

u - передаточное число быстроходной ступени ($u = 5$);

Тогда, необходимая для обеспечения принятого значения K_n , угловая жёсткость упругих элементов для передачи двухпоточного редуктора:

$$C \leq (K_n - 1)uT / \varphi_{\max} = 402,39 \text{ МПа},$$

φ_{\max} - наибольшая суммарная угловая погрешность:

$$\varphi_{\max} = \frac{\pi}{z} = 0,023 \text{ рад},$$

Жёсткость пружин определим по формуле:

$$C = \frac{C_1}{i} = 49,0829 \text{ МПа},$$

C_1 - жёсткость одного витка:

$$C_1 = \frac{Gx^4}{yD^3} = 294,49 \text{ МПа},$$

G - модуль сдвига материала проволоки (для пружин из стали $G = 78500 \text{ МПа} \pm 10\%$);

x - минимальный размер сечения проволоки ($x = d = 5,6 \text{ мм}$);

y - параметр жёсткости сечения проволоки (для круглого $y = 8$);

Условие прочности пружины выполняется:

$$\tau_{\max} = \frac{8KFD}{\pi d^3} \leq [\tau],$$

где F - расчётная нагрузка:

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 e T_{\max}}{d p^n} = 88,368 H,$$

где e - коэффициент, зависящий от числа пружин (e = 1,15);

$$T_{\max} = \frac{K_d u T}{p} = 50,9 \kappa H \cdot м.$$

p - число потоков(p = 2);

т.к $D/d \geq 4$, то $K = 1 + 1,5D/d = 9,571$,

$$\tau_{\max} = (0,7 \dots 0,8) [\tau]_{\text{пред.}} = 609 \text{ МПа.}$$

$[\tau]_{\text{пред.}} = 870 \text{ МПа}$ (табличное значение).

Невысокая точность центрирования зубчатого венца снижает точность зацепления, но, несмотря на наличие зазора в сопряжении со ступицей, использование пружин сжатия является достоинством этих упругих элементов, что дает возможность вписывания в габариты зубчатого колеса.

Литература

1. Зубчатые передачи. Справочник. Л.: Машиностроение, 1980. / Под общ. ред. Е.Г. Гинзбурга.
2. Пронин Б.А., Баловнев Н.П. Расчет зубчатых передач на прочность. Методические указания по курсу «Детали машин и основы конструирования». М.: МГТУ «МАМИ», 1997.

УДК 622.235
**МЕТОДИКА РАСЧЁТА УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ
ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ**

Студент гр. 10205117 Есман Н.М

Научный руководитель – ст. преподаватель Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

При бурении горных пород буровой инструмент и буровой став испытывают спектр сложных нагрузок. Наиболее сложным механическим узлом бурового става является буровой инструмент. Его детали испытывают сложнейшие по структуре и величине нагрузки, однако, он имеет ресурс, в основе которого лежат механические свойства материалов. В 80% случаев шарошечный буровой инструмент отказывает в работе по причине разрушения подшипниковых узлов.

Подшипники качения шарошек испытывают сложную циклическую нагрузку:

1) Циклическая нагрузка на тело качения подшипника при качении шарошки по забюю:

$$L = 10^6 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^k,$$

где L – расчётный ресурс подшипника, об.; a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надёжности; a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника; a_3 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника; C – грузоподъёмность подшипника; P – нагрузка; k – показатель степени, равный в соответствии с результатами экспериментов: $k = 3$ – для шариковых, $k = 10/3$ – для роликовых подшипников.

В связи с особенностями конструкции опор качения шарошки роликовые подшипники несут основную нагрузку, а шариковый подшипник служит замковым механизмом. Поэтому при учёте осевых нагрузок особое внимание следует уделять расчёту ресурса роликовых подшипников.

Результирующая формула примет следующий вид:

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_H} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \cdot \sigma_m},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа; σ_a – амплитуда переменных напряжений цикла, МПа; σ_B – предел прочности материала, МПа; σ_m – среднее напряжение цикла, МПа;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2},$$

где σ_{\max} и σ_{\min} – максимальное и минимальное напряжения, возникающие при ударах при увеличении крепости горной породы либо при перекачивании зубьев шарошки, МПа.

2) Циклическая нагрузка при перекачивании шарошки с зубка на зубок характеризуется ударными нагрузками, возникающими при ударе очередного зубка о поверхность забоя. Для подшипника шарошки расчётный ресурс следует измерять числом циклов нагружения. напряжение в ролике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе, равно:

$$\sigma_p^{\max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \cdot \frac{2(v_6 + v_s / 2)}{2(v_6 + v_s / 2) - v_s / 2},$$

максимальное напряжение в шарике подшипника качения

$$\sigma_{ш}^{\max} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{ш}^2}} \cdot \frac{2(v_6 + v_s / 2)}{2(v_6 + v_s / 2) - v_s / 2},$$

где F_r – радиальное усилие, прилагаемое к подшипнику; z – количество тел качения в подшипнике; D_p – диаметр ролика, мм; L_p – длина ролика, мм; $D_{ш}$ – диаметр шарика, мм.

$$v_s = 15n_{вр} \cdot D_1 \cdot \frac{\pi}{k}, \quad v_6 = \frac{40 \cdot P_{oc} \cdot v_{вр}}{\Pi_6 \cdot D_1^2},$$

где k – количество зубцов всех рядов шарошки, v_s – скорость вращения вокруг оси, v_s – скорость бурения. $n_{вр}$ – частота вращения шарошечного долота, об/мин; D_1 – диаметр шарошечного долота, м, Π_6 – показатель буримости.

3) Циклическая нагрузка, характеризующаяся изменением физико-механических свойств горной породы, имеет схожий механизм. Напряжение в ролике опор качения:

$$\sigma_p^{\max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \cdot \frac{2(v_b + v_s / 2)}{2(v_b + v_s / 2) - v_s / 2} \cdot \frac{2\Pi_b + 2\Delta\Pi_b}{2\Pi_b + \Delta\Pi_b} \cdot k_{\text{инд}}$$

Напряжение в шарике опор качения:

$$\sigma_{\text{ш}}^{\max} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{\text{ш}}^2}} \cdot \frac{2(v_b + v_s / 2)}{2(v_b + v_s / 2) - v_s / 2} \cdot \frac{2\Pi_b + 2\Delta\Pi_b}{2\Pi_b + \Delta\Pi_b} \cdot k_{\text{инд}}$$

где $\Delta\Pi_b$ – колебание показателя буримости (0, 1, 2, 3, 4), $k_{\text{инд}}$ – коэффициент формы индентора; $k_{\text{инд}} = 0,79$ для индентора, имеющего форму закруглённого цилиндра; $k_{\text{инд}} = 0,47$ для индентора, имеющего форму правильного конуса; $k_{\text{инд}} = 0,7$ для индентора, имеющего форму выпуклого конуса.

Рассмотренные выше расчёты позволяют проанализировать наиболее явные нагрузки, которые стоит учитывать при выборе материала шарошечного долота. Расчёты позволяют оптимизировать работу бурильного инструмента, продлевая его срок службы путём рационального выбора материала шарошки.

Литература

1. Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах / под ред. В.А. Перетолчина. // М.: Недра, 1993. 286 с.
2. Виноградов В.Н. [и др]. О критерии усталостной прочности зубьев шарошек // Долговечность газонефтепромыслового оборудования и инструмента: труды МИНХ и ГП. 1968. Вып. 81. С. 20-25.

УДК 622.235

ПРОЦЕСС ПОГЛОЩЕНИЯ НАГРУЗКИ КРЕПЯМИ ПРИ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТАХ

Студент гр. 10205117 Дановский А.Д.

Научный руководитель – ст. преподаватель Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Человек добился колоссальных успехов, практически во всех сферах деятельности. Горное дело не является исключением. Важный процесс - добыча полезных ископаемых, которые являются неотъемлемыми, исчерпаемыми источниками энергии и играют очень большую роль в жизнедеятельности человека. Любой механизм совершает механическую работу на основе затрачивания определённого количества энергии. В этой отрасли человек изобрёл оборудование, появление которого обуславливалось массовым производством.

Таким оборудованием являются крепи (см. рис. 1). Секции крепи находятся в забое лавы и служат для поддержания кровли в призабойном пространстве. Крепи, используемые на предприятии «Беларуськалий» в пределах третьего калийного горизонта можно разделить на 4 типа:



Рис.1

- Забойная крепь типа «К-4
- Концевая забойная крепь «К4.05»

- Крепи сопряжения «КС-23/36
- Крепь сопряжения «Фазос – 15/31»

Рассмотрим крепь типа «К-4». Одна секция имеет массу более 8 тонн. В зависимости от длины забоя их может быть до 150 штук, а иногда и более. Каждая секция включает в себя 4 гидравлических домкрата: 2 гидростойки, поддерживающие кровлю, домкрат корректировки и домкрат передвижки (см. рис. 2).



Рис.2

Третий калийный горизонт располагается на глубине - 445м относительно уровня моря. С увеличением глубины залегания выработки происходит рост напряжения, которое в свою очередь сопровождается опасным проявлением горного давления. Горное давление - это силовое воздействие на контур или крепь выработки со стороны горных пород. Основными формами проявления горного давления являются: смещение и обрушение пород кровли, разрушение крепей, внезапные выбросы горных пород и газов.

В кровле и почве горизонтальной выработки всегда существует зона пониженных напряжений (если же в выработке являются неустойчивыми и бока, то зона пониженных напряжений распространяется вокруг выработки и охватывает весь контур). Непосредственно к зоне пониженных напряжений примыкает зона

повышенных напряжений, в пределах которой напряжения выше, чем в нетронutom массиве. Зону повышенных напряжений, постепенно переходящую в зону напряжений, существующую в нетронutom массиве горных пород, называют зоной опорного давления. Другими словами, после проведения выработки столб породы над ней лишается непосредственной опоры и вес этого столба передается на соседние части массива. В результате нарушения равновесного состояния первоначальные силы в породах кровли и почвы выработки уменьшаются, а в боках выработки повышаются, т.е. вокруг выработки формируется две зоны: зона пониженных напряжений (в кровле и почве) и зона повышенных напряжений (в боках), так называемая зона опорного давления, поскольку в ней находят опору породы, залегающие в кровле выработки.

Выполним проверочный расчёт параметров забойной крепи типа «К4».

Примем столбовую систему разработки с управлением кровли полным обрушением. Поддержание кровли забоя лавы будет осуществляться механизированными крепями типа «К4».

Произведём расчёт забойной секции крепи: конструктивная высота механизированной крепи в лаве должна удовлетворять условиям:

$$H_{\min} \leq m_{\min} (1 - a \cdot l_3) - b - t_n;$$

$$H_{\max} \geq m_{\max} (1 - a \cdot l_n),$$

где H_{\min} и H_{\max} - минимальная и максимальная конструктивная высота секции крепи, мм;

m_{\min} и m_{\max} - минимальная и максимальная мощность пласта (слоя) в пределах выемочного столба:

$$m_{\min} = 2090 \text{ мм};$$

$$m_{\max} = 2140 \text{ мм};$$

l_n, l_3 - расстояние от забоя до оси передней и задней стоек секции (комплекта) крепи, замеряемое по почве лавы или основанию крепи, м (для однорядной крепи); $l_n = l_3 = 3,9$ м - для забойной крепи типа «К4»;

a - коэффициент опускания кровли, принимаемый по результатам специальных исследований на Старобинском месторождении, $a = 0,015 \text{ м}^{-1}$;

b - запас раздвижности стоек на разгрузку крепи от горного давления;

$b = 30\text{мм}$ – для пластов (слоев) мощностью до 1,5м;

$b = 50\text{мм}$ – для пластов (слоев) мощностью 1,5м и более;

t_n - суммарная толщина породной подушки под основанием и на перекрытии секции (комплекта) крепи:

$t_n = 35\text{ мм}$ - для пластов (слоев) мощностью до 1,5 м;

$t_n = 45\text{ мм}$ - для пластов (слоев) мощностью 1,5 м и более.

Подставим значения:

$$H_{\min} = 1600 \leq 2090 \cdot (1 - 0,015 \cdot 3,9) - 50 - 45;$$

$$H_{\min} = 1600 \leq 2090 \cdot (0,9415) - 95;$$

$$1600 \leq 1872,735\text{мм}$$

$$H_{\max} = 2500 \geq 2140 \cdot (1 - 0,015 \cdot 3,9);$$

$$H_{\max} = 2500 \geq 2140 \cdot (0,9415);$$

$$2500 \geq 2140,81\text{ мм}$$

Требуемое условие для крепи типа «К4» соблюдается.

Несущая способность механизированной крепи (q_c) в лаве должна быть не ниже удельной нагрузки (q) от горного давления, иначе произойдёт обвал кровли на призабойное пространство:

$$q_c \geq q;$$

где q_c - несущая способность крепи.

Принимаем значение удельной нагрузки для забойной крепи $q = 550\text{ кН/м}^2$;

Расчёт несущей способности механизированной крепи производится по формуле:

$$q_c = \frac{Q_c \cdot n \cdot K_n}{B_3 \cdot S} \text{ кН / м}^2.$$

где Q_c - рабочие сопротивление стойки; кН.

$Q_c = 2548\text{кН}$ - согласно техническим характеристикам завода-изготовителя для двухстоечной крепи типа «К4»;

n - количество стоек в секции (комплекте), шт;

K_n - безразмерный коэффициент, учитывающий угол наклона стоек крепи в зависимости от вынимаемой мощности пласта:

$$K_n = 0,0148m_{\min} + 0,9619 = 0,0148 \cdot 2,09 + 0,9619 = 0,9928;$$

B_3 - ширина призабойного пространства (расстояние от забоя лавы до завального конца перекрытия, имеющего контакт с кровлей крепи), м

- берётся после снятия комбайном полосы полезного ископаемого при задвинутых к конвейеру секциях крепи:

$$B_3 = 1,8 + 2,25 = 4,05 \text{ м};$$

S - шаг установки крепи; S = 2,0м (в соответствии с данными технической документации);

$$q_c = \frac{2548 \cdot 2 \cdot 0,9928}{4,05 \cdot 2,0} = \frac{5059,3088}{8,1} = 624,61 \text{ кН} / \text{м}^2,$$

$q_c \geq q$; $624,61 \geq 550 \text{ кН/м}^2$ – условие соблюдается.

Согласно данным вычислениям (по требуемым условиям определена минимальная и максимальная конструктивная высота секции крепи), максимальная мощность пласта (слоя) в пределах выемочного столба не превышает значения максимальной конструктивной высоты секции. Минимальная мощность пласта в свою очередь, должна превышать значения минимальной конструктивной высоты секции.

После расчёта, несущей способности механизированной крепи и удельной нагрузки от горного давления, несущая способность крепи составила $624,61 \text{ кН/м}^2$. То есть крепь в забое лавы, выдерживает нагрузку со стороны кровли в $624,61 \text{ кН/м}^2$. Удельная нагрузка сопровождалась горным давлением и составила 550 кН/м^2 . То есть кровля в пределах третьего калийного горизонта давит на призабойное пространство с силой в 550 кН/м^2 .

Литература

Аверьянов А.А., Высоцкий С.П. / Инструкция по применению систем разработки на Старобинском месторождении // М: Солигорск, 2018

МЕТОДЫ КОМПЕНСАЦИИ ИЗНОСА В ДЕТАЛЯХ МАШИН

Студент гр.10405118 Клещёнок Н.А.

Научный руководитель – ст. преподаватель Баран О.А.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Износ— изменение размеров, формы, массы или состояния поверхности изделия или инструмента вследствие разрушения (изнашивания) поверхностного слоя изделия при трении.

Износ приводит к снижению функциональных качеств изделий и к потере их потребительской ценности. Увеличению износостойкости изделий способствуют как применение материалов с высокой износостойкостью, так и конструктивные решения, обеспечивающие компенсацию износа, общее улучшение условий трения (применение высококачественных смазочных материалов, защиты от абразивного воздействия, например, наплавка, газотермическое напыление, металлизация).

Изнашивание зависит от характера и скорости их взаимного перемещения, материала и качества трущихся поверхностей, вида и значения нагрузок, вида трения, условий трения, смазывания и многих других факторов

По **условиям внешнего воздействия** на поверхностный слой различают износ: абразивный, кавитационный, адгезионный, окислительный, усталостный.

Абразивный- сущность абразивного износа заключается в разрушении металла твердыми зёрнами абразива при пластическом деформировании и микрорезании трущихся поверхностей.

Кавитационный износ - Этот вид износа заключается в разрушении поверхности металла под действием ударов газовых пузырьков, образующихся в обтекающем изделие высокоскоростном потоке жидкости при перепадах давления. Наилучшим методом предотвращения вредных последствий кавитации для деталей машин считается изменение их конструкции таким образом, чтобы предотвратить образование полостей либо предотвратить разрушение этих полостей возле поверхности детали. При невозможности изменения конструкции могут применяться защитные покрытия, например, газотермическое напыление сплавов на основе кобальта.

Адгезионный износ - Развитие деформации сопровождается сближением поверхностей вплоть до активизации сил сцепления между атомами контактирующих металлов и возникновением адгезии на ограниченных участках. Многократное повторение адгезионных связей с последующим их разрушением и отделением частиц металла составляет сущность адгезионного изнашивания. смазочные плёнки, адсорбированные и окисные плёнки.

Окислительный износ— процесс коррозионного износа, при котором доминирует химическая реакция с кислородом или окислительной окружающей средой. Тип износа в результате скольжения между двумя металлическими компонентами, при котором образуется оксидная пленка на металлических поверхностях. Эта оксидная пленка предотвращает металлическое сцепление между поверхностями скольжения, что приводит к формированию продуктов износа и снижению уровня сцепления.

Усталостный износ— износ вследствие усталостного разрушения поверхностного слоя материала при многократном действии нагрузки, приводящем к зарождению и распространению внутри сильно деформированного слоя трещин, преимущественно параллельных поверхности, которые вызывают отделение в форме тонких чешуек материала.

Основные количественные характеристики износа

- износ **I**;
- скорость изнашивания **v**;
- интенсивность изнашивания **J**.

а) **скорость изнашивания v** – (м/ч , г/ч , $\text{м}^3/\text{ч}$) – отношение величины износа **I** ко времени t , в течении которого он возник:

$$v = I/t.$$

б) **интенсивность изнашивания J** - отношение износа **I** к обусловленному пути **L**, на котором происходит изнашивание или объёму выполненной работы:

$$J = I/L.$$

Износостойкость – свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определённых условиях трения, т. е. это величина обратная скорости изнашивания или интенсивности изнашивания.

Способы уменьшения силы трения

Применение антифрикционных материалов:

Антифрикционные материалы — это группа материалов, обладающих низким коэффициентом трения, или материалы, способные уменьшить коэффициент трения других материалов.

Твёрдые антифрикционные материалы обладают повышенной устойчивостью к износу при продолжительном трении. Используются для покрытия трущихся поверхностей (например, в подшипниках скольжения). Например, такими материалами могут служить латунь, железо-графит, фторопласт, бронза или баббит.

Эти материалы должны иметь минимальный коэффициент трения, структура покрытия должна обеспечивать антисхватывание и возможность быстрой приработки к контртелу, механические характеристики материала должны соответствовать эксплуатационным нагрузкам, должны быть достаточно износостойкими и пластичными.

Применение смазочных материалов:

В связи с тем, что материалов имеющих необходимые антифрикционные характеристики не так много, для уменьшения трения применяют смазочные материалы. Смазки наиболее применяемый вид материалов, которые способны изменять коэффициент трения трущихся поверхностей.

Смазка – вязкая жидкость, создающая тонкий слой между твёрдыми поверхностями.

Влияние смазки заключается в том, что между трущимися поверхностями вводится слой вязкой жидкости, которая заполняет все неровности поверхностей и, приликая к ним, образует два трущихся слоя жидкости.

Поэтому вместо трения двух твердых поверхностей при смазке возникает внутреннее трение жидкости, которое значительно меньше внешнего трения двух твердых поверхностей. Применение смазочных масел уменьшает трение в 8-10 раз.

Литература

1. Трение [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Трение> – Дата доступа: 10.05.19.

2. Износ (техника) [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Износ_\(техника\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/Износ_(техника)) – Дата доступа: 10.05.19.
3. Нанесение синтетических материалов для компенсации износа деталей [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа: https://studopedia.su/10_106364_nanesenie-sinteticheskikh-materialov-dlya-kompensatsii-iznosa-detaley.html – Дата доступа: 10.05.19.
4. Антифрикционные материалы [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Антифрикционные_материалы – Дата доступа: 10.05..19.
5. Антифрикционные материалы [Электронный ресурс]. – 2019. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Антифрикционные_материалы – Дата доступа: 10.05.19

УДК 621.81

МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА И ДОЛГОВЕЧНОСТИ САЙЛЕНТБЛОКА

Студентка гр. 10405118 Кулаковская Я.С.

Научный руководитель – ст. преподаватель Баран О. А.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Общие сведения о сайлентблоке



Сайлентблок представляет собой узел, состоящий из двух металлических втулок и упругой вставки (чаще всего резиновой или полиуретановой) между ними. Этот вид детали служит для снижения жесткости соединения деталей подвески между собой и за счет упругой вставки между втулками гасит колебания, передаваемые от одного узла к другому.

Сайлентблоки получили самое широкое применение в автомобильной промышленности. Они встречаются как в передней подвеске автомобиля, для крепления рычагов, стабилизатора поперечной устойчивости, реактивных тяг, так и для крепления штанги в задней подвески. Также резинометаллические шарниры применяют для крепления амортизаторов, коробки передач и двигателя.

Помимо легковых автомобилей, сайлентблоки нашли широкое применение в с/х технике, такой как комбайны, а также в грузовых автомобилях.

На сайлентблок приходится львиная доля ударных нагрузок, получаемых подвеской. Ему приходится сдерживать значительные деформации одновременно в различных плоскостях и направлениях. Он должен обеспечивать не только угловую, но и радиальную и осевую податливость.

Сайлентблоки не требуют технического обслуживания, так как вода и грязь практически не оказывают влияния на их свойства. Они обеспечивают шумоизоляцию благодаря эластомерному слою, и компенсируют допуски изготовления других конструктивных элементов.

Особенности конструкции сайлентблоков

Однако сайлентблок является расходным материалом, который в результате износа просто заменяется, поскольку он ремонту не подлежит.

Конструкция этой детали очень проста и включает она всего две основных составляющих:

1. металлические обоймы (наружная и внутренняя);
2. резиновая вставка между ними.

Есть и сайлентблоки, у которых в конструкции используется только внутренняя обойма, а роль внешней выполняет само посадочное место в элементе подвески или корпуса.

Материалы, используемые в сайлентблоке

Сайлентблоки изготавливаются из предварительно напряженного эластомера – полимер, обладающий высокоэластичными свойствами и вязкостью, что достигается с помощью пластической деформации (калибрования) внутренней втулки или обоймы после вулканизации – технологический процесс взаимодействия каучуков с вулканизирующим реагентом, при котором происходит сшивание молекул каучука в единую пространственную сетку. Поэтому, при радиальной нагрузке, в допустимых пределах, резина только незначительно работает на растяжение. Срок службы при этом, существенно увеличивается. Так как, созданное за счет вулканизации сцепление между резиной и металлом очень прочное, между ними при нагрузке не возникает скольжения. А вследствие небольшой предварительной деформации резины в обойме, посадка у них более надежная.



Резиновые вставки традиционно изготавливаются на основе каучука, однако имеют перечень недостатков:

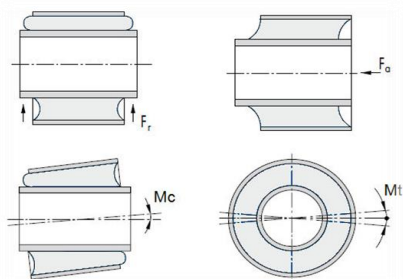
- низкий ресурс (старение, разрушение структуры резины)
- не переносят воздействия окружающей среды (погодные условия, реагенты);
- неприятный звук даже у новых запчастей.

Каучуки и их вулканизаты, как всякие ненасыщенные соединения, способны к различного рода химическим превращениям. Важнейшей реакцией, которая непрерывно происходит при хранении и эксплуатации резиновых изделий, является окисление резины, ведущее к изменению ее химических, физических и механических свойств. Совокупность всех изменений, происходящих в резине в процессе длительного окисления, принято называть ее старением. Старение принадлежит к категории сложных многостадийных превращений, на определенных этапах которого значительно уменьшаются эластичность, износостойкость и в некоторой степени прочность резины.

Материалами для эластичной вставки обычно служат синтетические каучуки, например, изопреновые или бутадиен-стирольные, каучуки на основе натурального, а для агрессивных условий – фторкаучуки или бутадиен-нитрильные. В качестве сменных вставок часто применяют полиуретановые смеси как имеющие меньшую адгезию к металлу.

Использование полиуретана вместо каучука позволяет повысить срок службы сайлентблоков в 5 раз.

Технические характеристики



Основной технической характеристикой сайлентблоков является угол закручивания, который определяется свойствами упругой вставки. Упругая вставка может быть плотно запрессована между металлическими втулками, при этом, между резиной и металлом,

как правило, создается давление около 3 МПа, что при коэффициенте сцепления 0,7 обеспечивает передачу напряжений сдвига до 2 МПа. Внутреннюю обойму можно повернуть по отношению к наружной на угол до 40° без нарушения сцепления. Шарниры этого типа обладают большой радиальной и осевой жесткостью и допускают лишь незначительные углы перекаса. Применяются при радиальных усилиях до 300 кН.

Втулки сайлентблоков обычно изготавливаются из конструкционной стали, например, марки сталь 20. Контактующие с резиной поверхности металла должны обладать высокой чистотой поверхности. Для сайлентблоков может применяться резина различных марок, в зависимости от условий эксплуатации. Например, резина марки НО-68-1 ГОСТ 2525 используется при рабочих температурах от -55° до +100°, её твёрдость по ШоруклассаА составляет 55-67 единиц. Для улучшения сцепления между резиной и металлом и создания в резине предварительного натяжения шарнир вулканизируют в пресс-форме.

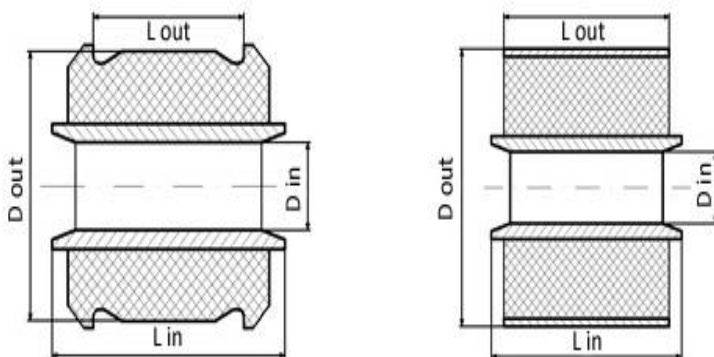
Габаритные размеры сайлентблоков зависят от их назначения:

D_{out} - наружный диаметр сайлентблока (мм)

D_{in} - внутренний диаметр втулки (мм)

L_{out} - длина наружной втулки (мм)

L_{in} - длина внутренней втулки (мм)



Способы повышения качества и долговечности



Для повышения долговечности сайлентблоков можно произвести улучшения в 2-х направлениях: изменение конструкции и улучшение материала (повышение его износостойкости).

Так как конструкция сайлентблока проста и в ней не нужны изменения, то перспективным направлением является совершенствование материала упругой вставки, т.е. резины или полимера. Добавление наиболее доступных и экономичных армирующих материалов, каучуков и других ингредиентов при невозможности беспредельного увеличения их ассортимента является одним из путей увеличения долговечности резины, а значит и сайлентблока в целом.

Ещё одним из способов повышения качества резины и увеличения ее износостойкости является борьба с изнашиванием (старением) резины. С течением времени работоспособность

резиновых изделий, а следовательно, и надежность работы автомобилей снижаются. К разряду наиболее неблагоприятных изменений резины, возникающих вследствие старения, относится необратимое снижение ее эластичности. В результате повышенная хрупкость резины, в первую очередь ее поверхностных слоев, обуславливает появление в деформируемых деталях трещин, постепенно углубляющихся и в конце концов приводящих к разрушению изделия.

Борьба со старением ведется различными методами. Очень эффективной является добавка противостарителей (ингибиторов), 1-2 % которых по отношению к содержащемуся в резине каучуку замедляют процесс окисления в сотни и тысячи раз.

Таким образом, перспективными направлениями повышения долговечности сайлентблоков является добавление армирующих материалов и ингибиторов в упругую вставку для предотвращения изменения её свойств вследствие старения.

Литература

1. Описание и назначение сайлентблока [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://seite1.ru/zapchasti/sajlentblok-opisanieneznachenie-fotovideozamenavidy/.html>.

2. Что такое сайлентблоки подвески и как их выбирать? [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://autostrong-m.by/post/chto-takoe-sailentbloki-podveski-i-kak-ih-vibirat>.

3. Сайлентблоки передних рычагов [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://myavtoreviews.ru/sajlentbloki-perednih-rychagov/>.

4. Резинометаллический шарнир [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Резинометаллический_шарнир

5. Проверочный расчет сайлентблоков на прочность [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://studwood.ru/2117116/tehnika/proverochnyy_raschet_sajlentblok_ov_prochnost.

6. Армирование резиновых изделий [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://studfiles.net/preview/2789881/page:58/>.

КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

Студенты гр.11302117 Кадуков А.А., Камков И.А., Гоза А.П.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Василенок В.Д.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Качающиеся конвейеры — транспортирующие устройства без специального тягового органа. Транспортирование груза совершается последовательно повторяющимися перемещениями или скачками груза по грузонесущему органу. В зависимости от характера и режима движения различают конвейеры: 1) инерционные с постоянным или изменяющимся давлением груза на дно, в которых груз перемещается, не отрываясь от дна желоба, скольжением; 2) вибрационные, в которых перемещение совершается микробросками с отрывом частиц груза от дна желоба.



Рис. 1. Схема двухмассного уравновешенного вибрационного конвейера с резинометаллическими упругими связями

Амплитуда колебаний, создаваемых вибратором, невелика (для загруженного конвейера она равна 0,5—1,5 мм), но значительная их частота — 50 гц (3000 кол/мин) обеспечивает достаточно большую производительность. Такие конвейеры выпускают длиной до 80 м на один привод при производительности до 250 т/ч. Угол наклона конвейера возможен до 20°.

Скорость перемещения материала v по трубе, если считать, что материал после «прыжка» успевает упасть на исходную поверхность и что режим работы близок к резонансному, т.е. частота собственных колебаний системы почти равна вынужденным колебаниям.

$$v = \frac{0,5g}{\omega} \operatorname{ctg} \alpha \text{ м/сек}$$

где g — ускорение силы тяжести, м/сек^2

ω — частота вынужденных колебаний, гц ;

α — угол перемещения материала, град.

Площадь сечения материала F в трубе, если принять, что она заполнена на 25%:

$$F = \frac{\pi D^2}{16} \text{ м}^2$$

где D — диаметр трубы вибратора, м.

Таким образом, если принять частоту вынужденных колебаний $\omega = 50 \text{ сек}^{-1}$ и $\alpha = 20^\circ$, производительность вибрационного конвейера :

$$П = 3,6Fv\gamma = 0,2D^2\gamma \text{ т/ч}$$

где γ — насыпная плотность материала, кг/м³.

Требуемую мощность вибратора:

$$N_1 = \frac{ПН}{367} + \frac{ПL_r\omega}{367} = \frac{ПL_r \text{tg} \beta}{367} + \frac{ПL_r\omega}{367}$$

где $\frac{ПН}{367}$ — мощность, требуемая для подъёма материала на высоту H непрерывным потоком с интенсивностью $П$, т/ч.

$\frac{ПL_r\omega}{367}$ — мощность, расходуемая на преодоление сопротивления

материала перемещению на горизонтальном пути

ω — общий коэффициент сопротивления движению материала, принимаемый приблизительно 0,35-0,75;

$\text{tg} \beta$ — условный подъем, по которому перемещается материал, если затраченная энергия при полете не аккумулируется, а распыляется. Когда значения α невелики, можно принимать $\beta = 0,25 \alpha$.

Литература

1. Фиделев, А. С. Подъемно-транспортные машины. Издательское объединение «Вища школа». — 1975, с. 220 — С. 170 — 172.

РАСЧЕТ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Студенты гр.11302117 Кадуков А.А., Камков И.А., Гоца А.П.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Василенок В.Д.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Винтовые конвейеры предназначены для транспортирования пылевидных и зернистых материалов (цемент, гипс, песок и т. п.), а также для использования в качестве питателей. Винтовые конвейеры применяют в тех случаях, когда производительность не превышает $100 \text{ м}^3/\text{ч}$, а расстояние, на которое транспортируется груз, равно 30—40 м.

Сыпучие материалы (цемент, мел, гранулированный шлак, сухой песок) транспортируют сплошным винтом при коэффициенте наполнения желоба $\psi = 0,3-0,45$ и числе оборотов инта $n = 50 - 120$ об/мин. Мелкокусковые материалы (гравий, шлак негранулированный) перемещают ленточным винтом при $\psi = 0,25-0,4$ и $n = 40 - 100$ об/мин. Тестообразные и мокрые материалы (мокрая глина, строительные растворы) транспортируют лопастным или фасонным винтом (при $\psi = 0,15-0,3$ и $n = 30 - 60$ об/мин).

Коэффициент наполнения желоба принимают относительно небольшим во избежание скопления материала у промежуточных подшипников.

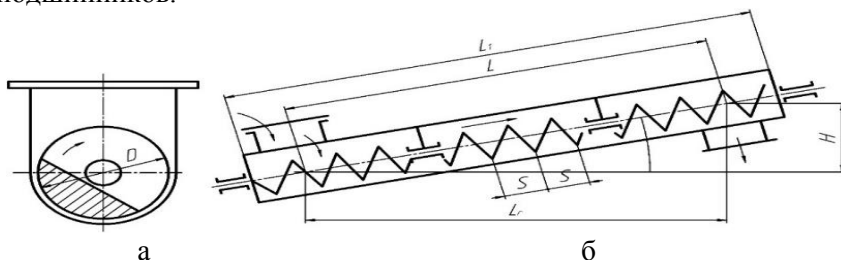


Рис. 1 – К расчету винтового конвейера: а — схема желоба; б — схема наклонного винтового конвейера

Производительность винтового конвейера определяют по формуле:

$$P = \frac{3600}{1000} F v \gamma \text{ т/ч}, \quad (1)$$

в которой средняя площадь сечения материала в желобе (рис. 1)

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \psi \text{ м}^2, \quad (2)$$

а поступательная скорость движения материала

$$v = \frac{Sn}{60} \text{ м/с}. \quad (3)$$

Коэффициент s , учитывающий уменьшение наполнения желоба с увеличением угла наклона конвейера β , имеет следующие значения:

β ,	0	5	10	15	20
град					
s	1	0,9	0,8	0,7	0,65

Существенное уменьшение коэффициента s при увеличении угла β в основном объясняется наличием промежуточных подшипников.

Шаг винта S для обычных условий работы равен диаметру винта D , для трудно перемещаемых материалов — $0,8D$. Если материал — сортированный кусковой, диаметр винта должен быть в 12 раз больше среднего куска, а при рядовом материале — в 4 раза больше максимального.

Требуемая мощность на валу винтового конвейера включает:

- 1) мощность, требуемую для подъема груза на высоту H , м;
- 2) мощность для преодоления трения материала о желоб и поверхность винта, добавочных сопротивлений материала у промежуточных подшипников и т. п.

Таким образом, установочная мощность двигателя винтового конвейера при установившемся движении

$$N = \frac{P}{367\eta} (H + L_r \omega) \text{ кВт}, \quad (4)$$

где L_r — горизонтальная проекция пути перемещения, м;

ω — общий коэффициент сопротивления, равный (для цемента, извести, песка, гипса) 4.

Кроме винтовых конвейеров шнеки используются в винтовых мельницах (рис. 2). Авторское свидетельство СССР N 1562149, кл. В 28С 3/00, 1983, Сиваченко Л.А.

Использование: измельчение различных материалов.

Сущность изобретения: мельница содержит установленную на раме с возможностью фиксированного поворота камеру тороидальной формы с загрузочным и разгрузочным приспособлениями. Один конец размещенной в камере спирали кинематически связан с приводом, другой посредством центрирующего элемента - с опорой. Центрирующий элемент выполнен с конусом на конце у разгрузочного приспособления и установлен с возможностью возвратно-поступательного перемещения и регулирования зазора между последним и конусом.

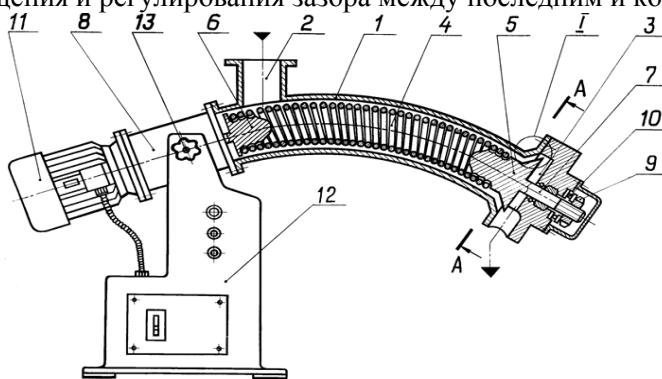


Рис. 2 – Винтовая мельница
Литература

1. Фиделев, А. С. Подъемно-транспортные машины. Издательское объединение «Вища школа». — 1975, с. 220 — С. 170 — 172.

УДК 624.042

**ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КАБИНЫ КАРЬЕРНОГО
САМОСВАЛА НА СООТВЕТСТВИЕ НОРМАТИВНЫМ
ТРЕБОВАНИЯМ К УСТРОЙСТВАМ ЗАЩИТЫ ПРИ
ОПРОКИДЫВАНИИ**

Магистрант Лисовский Э.В.

Научные руководители – к.т.н. Шмелев А.В., доцент Калина А.А.
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Карьерная техника зачастую работает в условиях характеризующихся низкой несущей способностью грунтов, наличием больших уклонов и различного рода препятствий. С учетом возможных ошибок оператора, имеется относительно высокая вероятность опрокидывания машин в эксплуатации. Поэтому при проектировании карьерной техники особое внимание уделяется силовым конструкциям, предназначенным для защиты оператора в случае опрокидывании машины.

Основные требования к безопасности карьерной техники при опрокидывании изложены в международном стандарте ISO 3471 «Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания» [1]. Данный норматив устанавливает технические требования к металлическим устройствам защиты при опрокидывании (Roll Over Protection System [ROPS]), а также единообразные и воспроизводимые методы оценки соответствия этим требованиям в лабораториях, проводящих испытания с использованием статического нагружения представленного образца. Норматив применяется для следующих машин: бульдозеры, фронтальные погрузчики, экскаватор-погрузчики, карьерные самосвалы, трубоукладчики, тракторные блоки, комбинированные машины, грейдеры, уплотнители мусора, катки, траншейные экскаваторы.

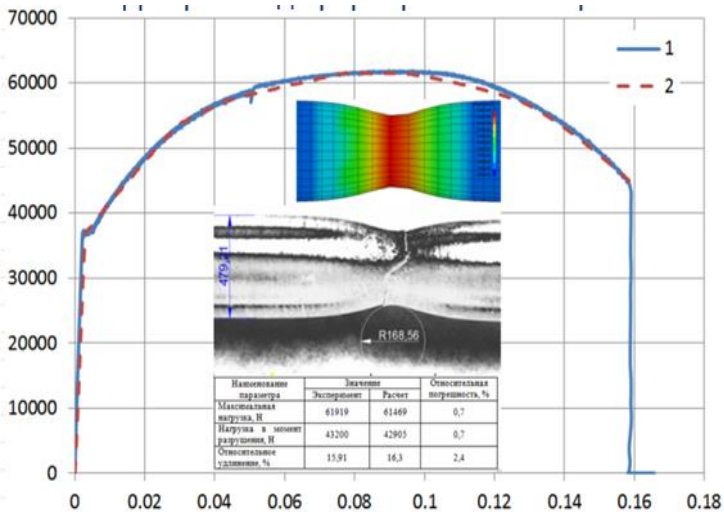
При разработке новых кабин всегда приходится сталкиваться с прямой задачей обеспечения достаточной прочности конструкции и обратной задачей минимизации ее массы. Поэтому очень важно определить конструктивные решения для кабины таким образом, чтобы она обеспечила максимум прочности при минимуме массы. Также, при современном уровне конкуренции в машиностроении

ключевую роль играет время разработки новых конструкций. Перед инженерами стоит задача минимизации времени проектирования.

Наиболее эффективное, комплексное решение перечисленных инженерных задач возможно с использованием компьютерного (виртуального) моделирования испытаний проектируемых конструкций. В этих целях применяются специально разработанные программные средства, основанные на использовании метода конечных элементов для расчетного исследования напряженно-деформированного состояния деталей и конструкций. На данный момент одними из наиболее распространенных программ для компьютерного моделирования на основе метода конечных элементов можно считать ANSYS и LS-DYNA. ANSYS, как правило, используется для решения задач прочности в неявной постановке, а LS-DYNA – в явной.

Таким образом, виртуальное моделирование различных режимов нагружения проектируемой кабины карьерного самосвала позволяет еще на стадии разработки оценить соответствие несущих свойств кабины заданным требованиям и в случае несоответствия выполнить доработку конструкции с последующей расчетной оценкой эффективности изменений [2]. Такой подход позволяет избежать необходимости изготовления в металле прототипов конструкций и проведения их натурных испытаний. Это, в свою очередь, дает значительную экономию времени и материальных затрат.

Соответствие результатов виртуальных испытаний процессам, протекающим в реальной конструкции кабины при натурных испытаниях, напрямую зависит от адекватности разработанной компьютерной модели реальному объекту. Учитывая, что нагружение конструкций при испытаниях происходит со значительными пластическими деформациями, то особую значимость имеет достоверность определения параметров модели материала. С целью определения таких параметров проводится компьютерное моделирование лабораторных испытаний образцов материалов. На рисунке 1 показана диаграмма деформирования материала для реального образца и компьютерной модели.



1 – компьютерная модель, 2 – реальный образец

Рис.1 – Диаграмма деформирования материала

Для того чтобы систематизировать порядок выполняемых операций и исключить возможные ошибки при создании компьютерной модели кабины для проведения виртуальных испытаний на соответствие требованиям ROPS, была разработана методика проведения виртуальных испытаний (рисунок 2). Методика пошагово описывает последовательность необходимых действий для создания корректной компьютерной модели кабины и проведения последующих виртуальных испытаний.

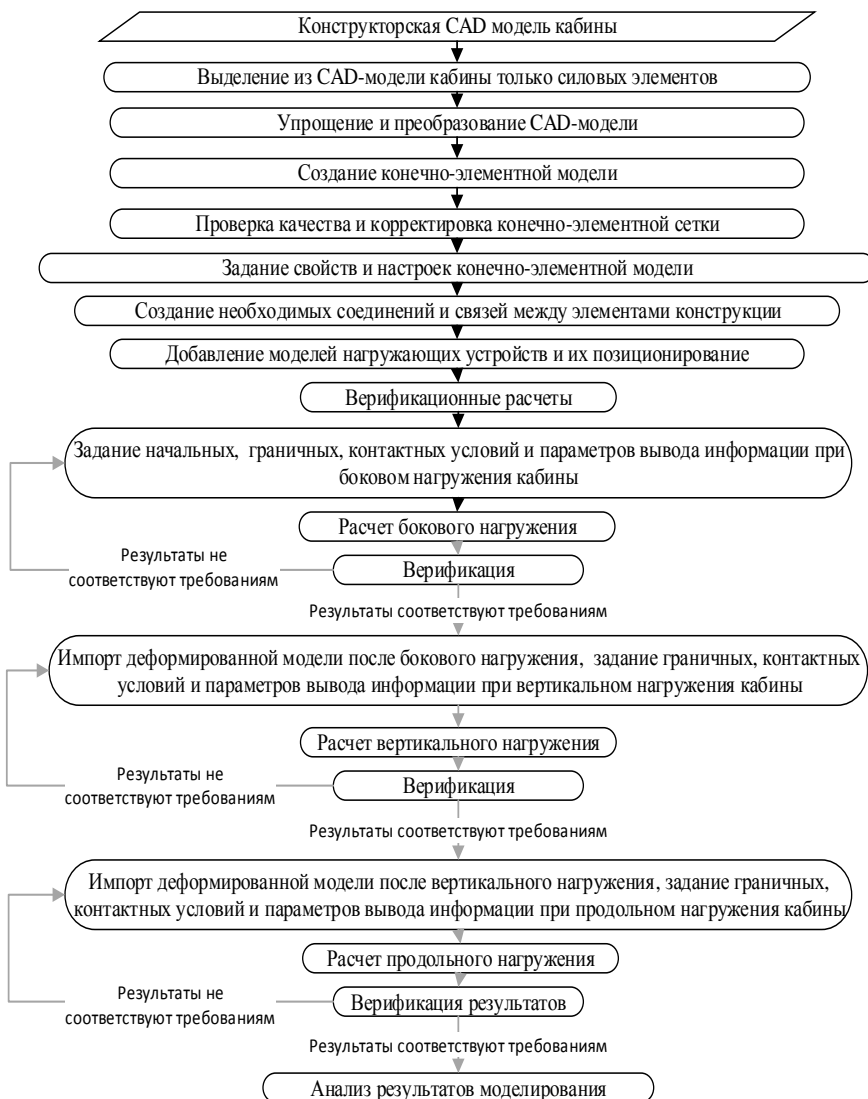


Рис. 2 – Структурная схема методики проведения виртуальных испытаний кабины на соответствие техническим требованиям ROP

Оценка достоверности результатов моделирования, полученных с применением методики, выполнялась путем сопоставления с данными экспериментального определения показателей прочности

кабины карьерного самосвала по требованиям ROPS при боковом нагружении.

Конечно-элементная модель исследуемой кабины карьерного самосвала разработана в программном комплексе ANSYS. Далее модель передавалась в программу препроцессор LS-PrePost, где уточнялись настройки контактного взаимодействия конструкций, описания механических свойств материалов, граничных условий и т.п. Разработанная модель кабины представлена на рисунке 3.

Результаты компьютерного моделирования испытаний конструкций кабины для режима бокового нагружения в виде картины перемещений приведены на рисунке 4. Максимальное перемещение нагружающего устройства при виртуальном моделировании составило 263,6 мм, а в ходе натурного эксперимента – 269,5 мм. Таким образом, погрешность моделирования составила порядка 2%.

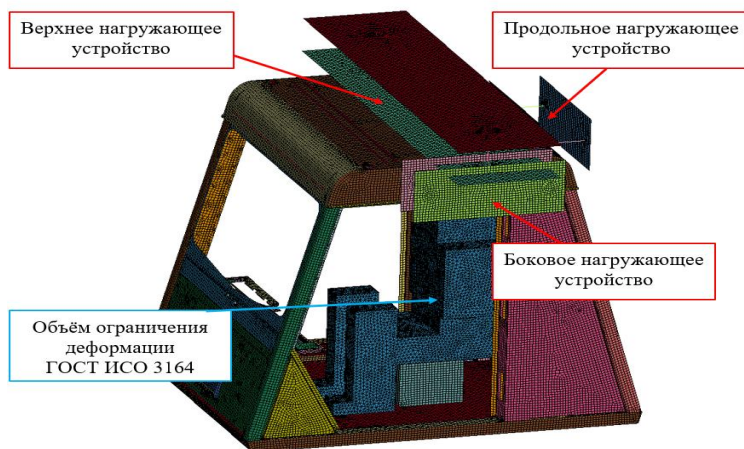


Рис. 3 – Конечно-элементная модель кабины карьерного самосвала с нагружающими устройствами

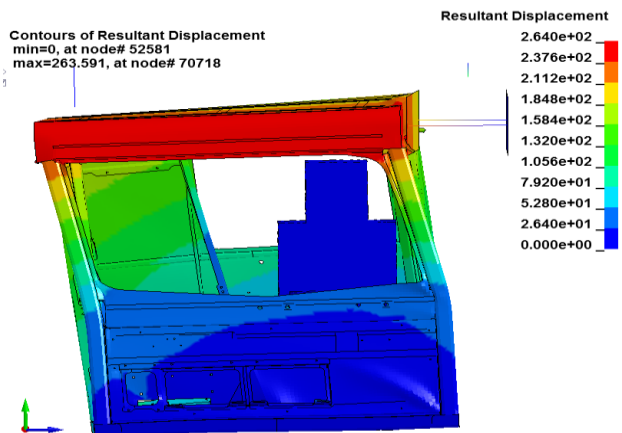


Рис. 4 – Картина перемещений конструкций кабины при боковом нагружении

Использование разработанной методики проведения виртуальных испытаний кабин карьерных самосвалов на соответствие требованиям безопасности ROPS позволило с достаточно высокой достоверностью оценить искомый показатель прочности кабины при боковом нагружении. Планируется дальнейшая работа по моделированию продольного и вертикального нагружения кабины, сопоставление с соответствующими результатами натурных испытаний.

Литература

1. ГОСТ ISO 3471– 2015. Машины землеройные. Устройства защиты при опрокидывании. Технические требования и лабораторные испытания. Взамен – ГОСТ ISO 3471– 2013; введ. 01.03.2016.
2. Шмелев, А. В. Основы методики виртуального моделирования испытаний кабин грузовых автомобилей по требованиям пассивной безопасности/ А. В. Шмелев, Э. В. Лисовский, В.С. Короткий // Механика машин, механизмов и материалов. – 2015. – № 3 (32). – с.64–72.

БЕСПРОВОДНАЯ ЗАРЯДКА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Студенты гр. 10110116 Савко А.В., Бондаренко Е.А.

Научный руководитель – профессор Скойбеда А. Т.

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В Европе уже привыкли видеть электрические автомобильные зарядные устройства на тротуарах крупных городов и поселков, а индустрия уже смотрит на следующий большой прорыв — беспроводное зарядное устройство.

Как и размещение смартфона на зарядном устройстве вместо того, чтобы подключать его, беспроводная зарядка автомобиля на электротяге будет наполнять батарею, когда вы припарковываетесь над зарядным устройством или под ним.

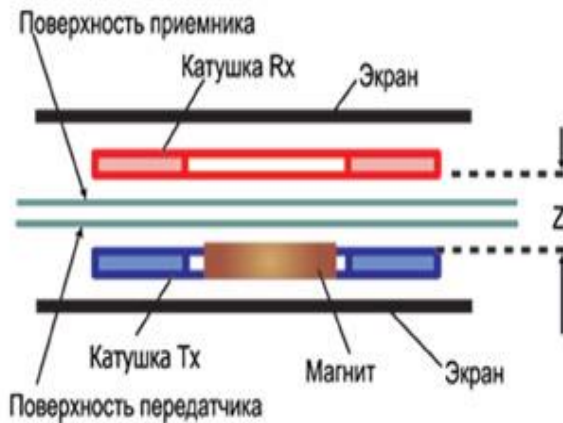
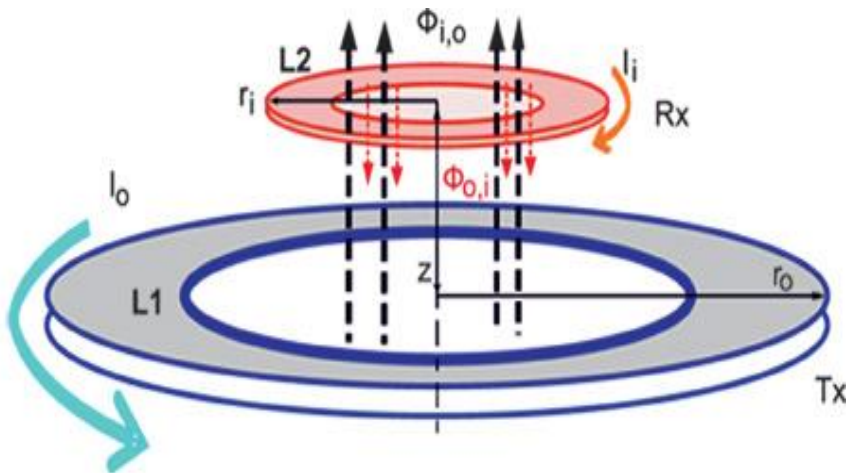
Не нужно разбираться с громоздкими кабелями, и главное иметь эти кабели в наличии в первую очередь. Вы просто припаркуетесь и зарядитесь, либо подзарядитесь во время движения.

Принцип работы беспроводной системы зарядки

Беспроводная система передачи электрической энергии из плоскости полотна дороги на электротранспортное средство, перемещающееся по дороге или находящееся неподвижно, основывается на использовании электроиндукционного механизма, где в качестве транслятора энергии работает реактивное электромагнитное поле.

В системах беспроводной зарядки для передачи энергии от источника (передатчика) к приемнику используется явление электромагнитной индукции, которое заключается в возникновении электрического тока в замкнутом контуре при изменении магнитного потока, пронизывающего этот контур. Система состоит из первичной катушки L1 (источника) и вторичной катушки L2 (приемника). Катушки образуют систему с индуктивной связью. Переменный ток, протекая в обмотке первичной катушки, создает магнитное поле, индуцирующее напряжение в приемной катушке, которое может быть использовано как для зарядки аккумулятора, так и для питания устройства. По мере удаления вторичной катушки от первичной все большая часть магнитного поля рассеивается и не достигает вторичной катушки. Даже при

относительно малых расстояниях индуктивная связь становится неэффективной.



Беспроводная зарядка электробусов

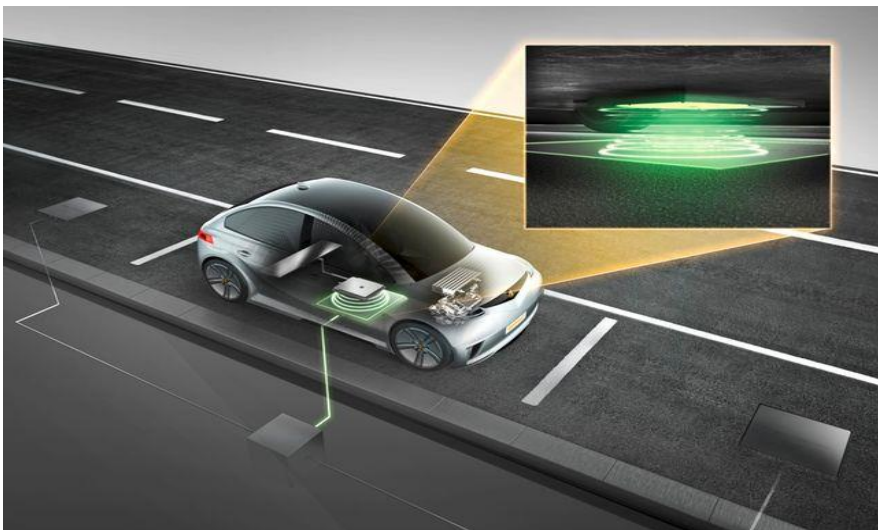
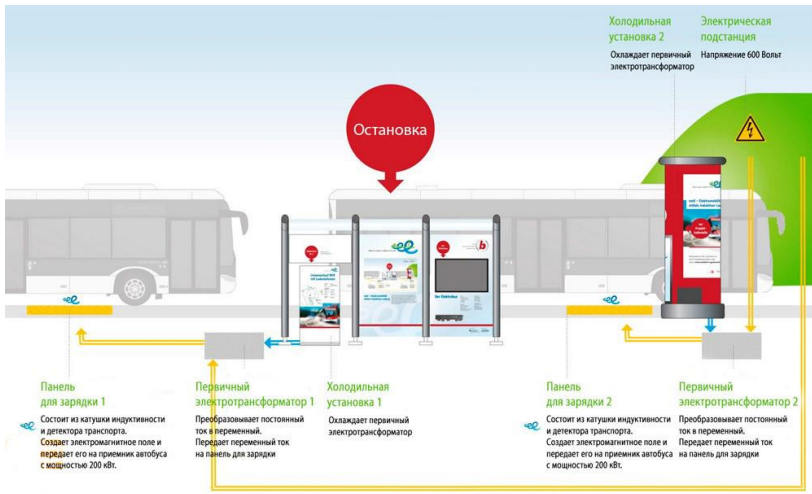
Для электробуса технология эксплуатации проста. Автобус заезжает на остановку. Снизу автобуса опускается токоприёмная бесконтактная панель для зарядки. И через 10 минут аккумулятор снова полностью заряжен. Автобус может продолжать движение.

На определенных остановках в проезжей части установлены индукционные катушки, которые заряжают аккумуляторные батареи автобуса с помощью магнитного поля. Этот принцип называется стационарная индукционная зарядка. Для полной зарядки хватает 10 минут. Это первый в мире опыт эксплуатации системы мощностью 200 кВт.

Система индуктивной зарядки Continental

Следует отметить компанию Continental, которая также презентовала прототип электромобиля с беспроводной зарядкой. Эта технология использует такое физическое явление, как индукция, поэтому часто данный способ подзарядки батарей электромобилей называют «индуктивный». Система Continental, мощностью до 11 кВт, позволяет быстро и удобно зарядить электромобиль.





Система индуктивной зарядки Continental включает в себя площадку-приемник индуктивных волн, силовую электронику, контроллеры и интерфейс человека и машины для обеспечения точной парковки. Энергия зарядки передается по беспроводной сети от зарядного устройства, вмонтированного в дорожное полотно, к площадке-приемнику, который установлен под передней частью днища автомобиля. Зазор в 10 см и более идеально подходит для

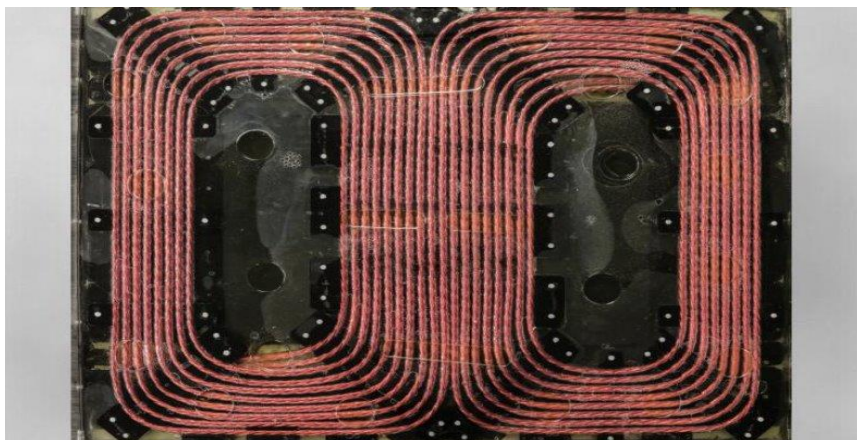
обеспечения наилучшего возможного переноса энергии с «зарядной» площадки на площадку-приемник автомобиля.

Для точного размещения автомобиля над индуктивной «катушкой», автомобиль оснащается микронавигацией, которая позволяет расположить автомобиль максимально точно. Для этого на экран центрального монитора выводится информация о расположении зоны действия индуктивной зарядки. Когда «приемник» автомобиля заезжает в зону эффективной зарядки, круг индуктивности меняет цвет с черного на оранжевый и загорается зеленая «галочка». Новая система Continental автоматически и полностью заряжает автомобиль, как только его припаркуют в правильном положении.

При 11-киловаттной зарядке ежеминутно обеспечивается увеличение запаса хода примерно на один километр, т.е. заехав в супермаркет на 20 минут, автовладелец получает увеличение хода на 20 км.

Инженеры из Национальной лаборатории OakRidge (ORNL) разработали **беспроводную систему зарядки** для электромобилей мощностью на 120 киловатт. Таким образом, они в шесть раз увеличили мощностной показатель предыдущей технологии и значительно сократили время зарядки, что позволило новому устройству на равных конкурировать в скорости и удобстве с традиционными бензиновыми заправками.

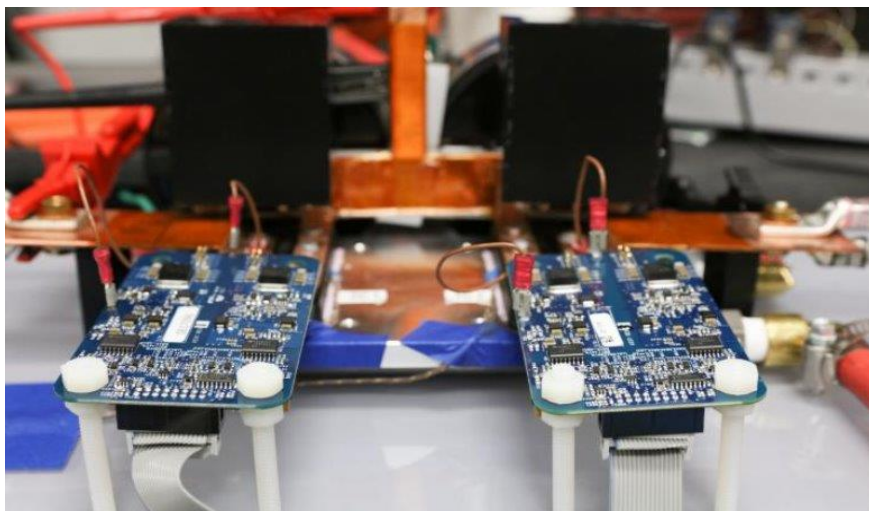
По словам исследователей, инновационная беспроводная зарядка передает 120 киловатт энергии с 97-процентной эффективностью, что сопоставимо с обычными, проводными высокомошными быстрыми зарядными устройствами. В лабораторной демонстрации энергия передавалась через пятнадцатисантиметровый воздушный зазор между двумя магнитными катушками и заряжала аккумуляторную батарею.



Ранее ученые ORNL создали и продемонстрировали первую в мире 20-киловаттную беспроводную систему, которая получила практическое применение для таких направлений, как коммерческие грузовики.

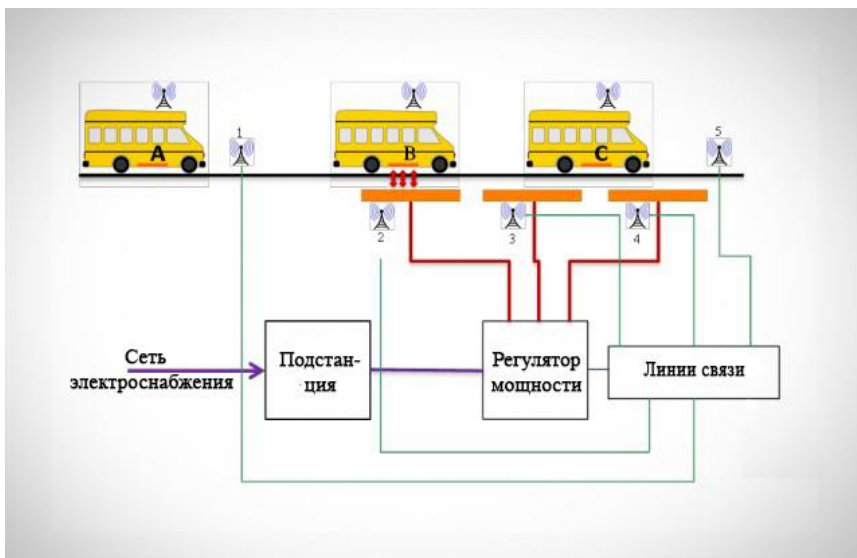
Для достижения мощности в 120 киловатт, команда ORNL разработала новый дизайн катушки, которая была оптимизирована за счет новейших силиконово-карбидных силовых электронных устройств, что позволило сохранить легкость и компактность системы.

Новое мощное беспроводное зарядное устройство получает электричество из сети и преобразует его в высокочастотный переменный ток, который генерирует магнитное поле, передающее энергию по воздуху на расстояние до 15 см. Как только энергия передается вторичной катушке, она преобразуется обратно в постоянный ток и сохраняется в батареях электромобиля.
Технология «электрического шоссе» (Electric Highways)



Технология DWPT позволяет обеспечить бесконтактную передачу энергии из существующей национальной электросети в зарядное устройство электрического или гибридного автомобиля, микроавтобуса и грузового транспорта непосредственно в процессе движения по трассе. И в этом ее инновационность.

Для создания резонанса между «излучающим» блоком дорожного полотна и приемным блоком электромобиля последние дооснащают электромагнитными катушками и сопутствующим интерфейсом. Тестовые испытания будут проводиться в закрытом режиме. Автомобили, участвующие в тестах, будут оснащены катушками, преобразующими электромагнитное излучение, продуцируемое элементами в дорожном покрытии в зонах петли заряда в электрический ток. Оборудование, осуществляющее беспроводную доставку полезной энергии ТС разместится под дорожным покрытием



Преимущества беспроводных динамических зарядных станций DWPT очевидны. При успешном развитии проекта – это, в первую очередь, высокоэффективное решение проблемы дефицита стационарных зарядных станций. Это отсутствие необходимости терять время на зарядку аккумулятора. Для владельца ТС – это возможность увеличить длину автопробега уже имеющейся модификации автомобиля.



Несмотря на всю привлекательность такого решения инженеры справедливо полагают, что столкнутся в процессе «доводки» проекта придется сразу с несколькими проблемами. Одна из них – надежность конструкций, скрывающих оборудование, размещенное под дорожным покрытием. Не менее серьезные вызовы могут бросить и сюрпризы погоды – дождь, снег, гололеда. Четко просчитаны должны быть факторы, связанные с потенциальными рисками для здоровья водителя и пассажиров.

Точная оценка пропускной способности систем DWPT, как и стоимости услуг динамической зарядки возможна только в условиях реальной трассы, на участках с интенсивным движением и т. д. Это прекрасно понимают инженеры Highways England. И поэтому раньше времени об успехах предпочитают не заявлять. Вместе с тем, полностью отказаться от стационарных зарядных станций даже в случае успешной реализации проекта DWPT в министерстве транспорта Великобритании не планируют. Напротив, намечено параллельное и взаимодополняющее развитие двух альтернативных систем обслуживания, при этом стационарные

станции на основных магистралях страны инженеры Highways England планируют размещать с интервалом в 35 км.

Такая электрифицированная дорога уже запущена в Швеции, она перезаряжает батареи легковых и грузовых электромобилей во время движения.

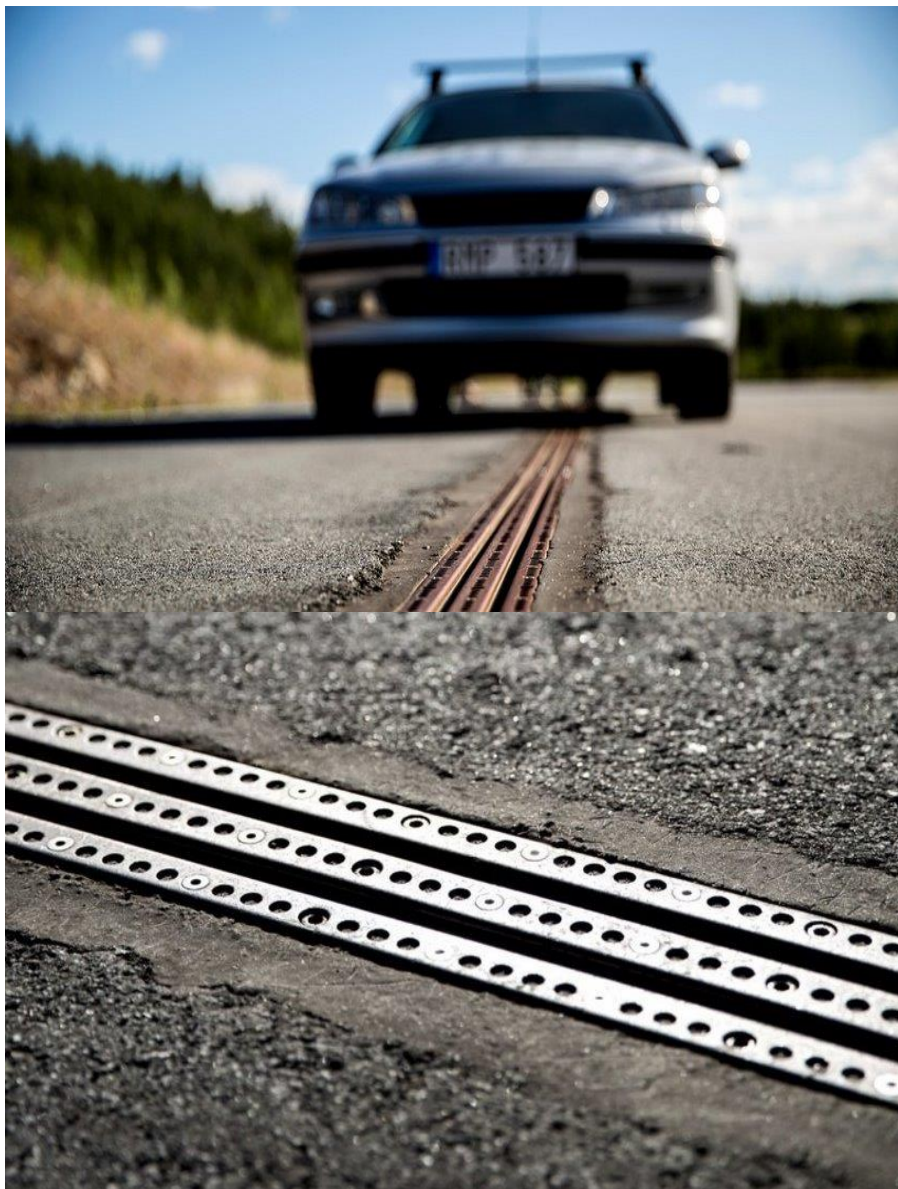
Электрифицированная дорога разделена на секции длиной 50 м, при чем напряжение подается на каждую отдельную секцию только тогда, когда электромобиль находится непосредственно над ней. Если транспортное средство останавливается, подача электричества также отключается.

Инженеры оснастили систему программным обеспечением, позволяющим рассчитать энергопотребление конкретного транспортного средства. Таким образом, расходы за использованную электроэнергию автоматически поступают на счет пользователя автомобилем.

Применяемая в этом случае технология «динамической зарядки» – в отличие от использования традиционных зарядных устройств – означает для электромобиля менее емкие и громоздкие батареи, что снижает производственные издержки.

Создатели «заряжающего» дорожного покрытия утверждают, что стоимость таких путей составляет около 1 млн евро за километр, что в 50 раз меньше, чем требуется для строительства трамвайной линии.





На основании данных полученных в ходе выполнения работы можно выделить следующие выводы:

– когда беспроводная зарядка будет реализована в полном объеме, будет предложен ряд преимуществ, в том числе: полная автономия. Применение автономных транспортных средств еще не полностью реализовано, поскольку они все еще разрабатываются. Однако если нет необходимости останавливаться, чтобы заряжать автономные транспортные средства, они могут перемещаться на неопределенный срок – или, по крайней мере, до тех пор, пока не потребуются ремонт. Это может увеличить объем и эффективность, с которыми они могут быть использованы.

– зарядная станция не требуется: нет необходимости вставлять кабель с беспроводной зарядкой, что означает, что это более удобный для пользователя подход. Вы можете не думать о том, чтобы зарядить автомобиль, и он автоматически позаботится о себе;

– меньшие аккумуляторы: увеличение количества точек зарядки означает, что размер аккумулятора может быть уменьшен. Это уменьшает стоимость и вес автомобиля.

Важно иметь сбалансированный обзор любой технологии, а зарядка беспроводного электромобиля будет иметь проблемы, как и большинство новых технологий, – вот несколько потенциальных недостатков:

– потери энергии: существует потенциал для энергоэффективности 90-93%, но при передаче все равно будет потеря энергии. В более крупном масштабе это приводит к большому количеству энергии впустую, что увеличивает общий объем электроэнергии, необходимой для запуска транспортных средств – это особенно верно, если показатели эффективности ниже 90%;

– построение инфраструктуры: при рассмотрении вопроса о добавлении беспроводной зарядки на дорогах реализация инфраструктуры может не иметь экономического смысла. Для начала это может быть ограничено густонаселенными городскими районами, что ограничит пользователя predetermined местоположениями.

– эффекты для здоровья: создаваемые магнитные поля могут быть вредными, или они могут не быть, – требуется больше исследований для обеспечения того, чтобы долгосрочное воздействие слабых магнитных полей не было проблемой.

Литература

1. e-va.pro/ [Электронный ресурс]– Режим доступа: <http://e-va.pro/tag/wireless-charging/>. - Дата доступа: 10.04.2019
2. habr.com/ [Электронный ресурс]– Режим доступа: <https://habr.com/ru/company/icoover/blog/366547/>. - Дата доступа: 10.04.2019
3. azatlife.ru/ [Электронный ресурс]– Режим доступа: <https://azatlife.ru/innovatsii/besprovodnaya-zaryadka-dlya-elektromobilya/>. – Дата доступа: 10.04.2019
4. zen.yandex.ru/ [Электронный ресурс]– Режим доступа: <https://zen.yandex.ru/media/id/5b840bcfb6bb3300aade3abc/sleduiuscii-shag-besprovodnaia-zariadka-elektromobilei-5b9cece71ad72800aeaa3443/>. - Дата доступа: 10.04.2019
5. ecotechnica.com.ua/ [Электронный ресурс]– Режим доступа: <https://ecotechnica.com.ua/technology/3612-besprovodnoe-zaryadnoe-ustrojstvo-dlya-elektromobilya-poluchilo-rekordnuyu-moshchnost-v-120-kvt.html/>. - Дата доступа: 10.04.2019

РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГМП

Студент гр. 11311117 Богданович Д. А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Василенок В.Д.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

1 Крановый механизм подъема

Для привода в движение крановых подъемных механизмов применяют электрические двигатели постоянного и переменного тока. В условиях сельского хозяйства для привода автокранов, кранов на тракторе, крановых стогометателей используют двигатели внутреннего сгорания.

Электродвигатели постоянного тока лучше других соответствуют режиму работы кранов. Так, двигатели с последовательным возбуждением обладают свойствами саморегулирования, их момент изменяется обратно пропорционально частоте вращения. Однако это свойство при уменьшении нагрузки может привести к увеличению частоты вращения (скорости опускания) выше допустимых пределов. Электродвигатели с параллельным возбуждением обеспечивают независимость частоты вращения от крутящего момента ($n_g = \text{const}$).

В промышленных предприятиях, мастерских совхозов и колхозов для привода подъемно-транспортной техники используют электродвигатели переменного тока.

Двигатель внутреннего сгорания – универсальный вид силового оборудования для передвижных подъемно-транспортных машин, независим от внешнего источника энергии, обладает достаточным диапазоном регулирования угловой скорости ($\lambda = 2 \dots 2,5$). Существенный недостаток этого двигателя заключается в невозможности реверсирования вращения вала и изменения крутящего момента без специальных коробок скоростей.

Крутящий момент двигателей внутреннего сгорания сравнительно постояен, мало зависит от изменения частоты вращения, поэтому двигатель для кранового подъемного механизма следует подбирать по режиму наибольшей нагрузки, что соответствует периоду пуска.

Перегрузку в 30...40% от его мощности двигатель внутреннего сгорания способен кратковременно (в течение до 1 с) преодолевать

за счет кинетической энергии вращающихся масс (маховика и других узлов).

Крановые подъемные механизмы с электроприводом относятся к типу неотключаемых, реверсивность достигается изменением направления вращения двигателя. Его устройство сходно с устройством лебедки

Небольшая высота подъема позволяет делать барабан с винтовым желобом для навивки каната в один слой. Передаточный механизм между электродвигателем и барабаном выполнен в виде двухступенчатого редуктора. Двухколодочный тормоз с короткоходовым электромагнитом установлен на валу двигателя, как принято в подъемных крановых механизмах с электроприводом.

2 Расчет кранового механизма подъема с электроприводом

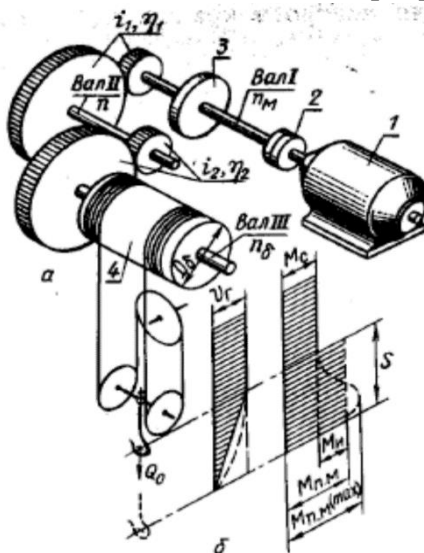


Рис. 1. Схема к расчету кранового подъемного механизма:

1- Электродвигатель, 2- муфта; 3- тормоз; 4- барабан.

Расчет кранового механизма подъема с электроприводом (рис.1).

Исходными данными для расчета механизма подъема служат грузоподъемность, скорость подъема и цикл работы грузоподъемника.

Проектирование и расчет подъемного механизма проводят в следующем порядке: выбор типа гибкого органа и схемы подвеса груза; расчет тягового органа и полиспаста; расчет блоков и

барабана, определение крутящего момента и мощности, расчет передаточного числа механизма привода и выбор его схемы.

Работа подъемного механизма состоит из трех периодов: 1) разгона (пуска), 2) установившегося движения и 3) торможения. В первом и третьем периодах в механизме возникают дополнительные инерционные силы поступательно движущихся и вращающихся масс и другие сопротивления, преодолеваемые при разгоне двигателем, а при замедлении тормозом. Пусковой период сравнительно краток (от 1 до 5 с), и длительность работы двигателя с максимальной нагрузкой составляет только часть общего цикла, поэтому выбор двигателя ведут по номинальной мощности установившегося движения или, если известен график нагрузки двигателя за цикл, по среднеквадратичной эквивалентной мощности.

Статический момент на валу барабана

$$M'c = (0,5gG_0D_6) / (k\eta_n),$$

А на валу двигателя

$$M_c = \frac{0,5z_H g (G + G_r)}{zi\eta_n\eta_M} D_6,$$

где $G_0 = G + G_r$ – массы соответственно общая, груза и грузозахватного органа;

i – передаточное число механизма подъема;

D_6 – диаметр барабана;

$k = z : z_H$ – кратность полиспаста;

z и z_H – число ветвей соответственно полиспаста и наматываемых на барабан;

η_n и η_M – соответственно к.п.д. полиспаста и механизма подъема.

Частоту вращения барабана по скорости подъема груза определяют по формуле

$$n_6 = x = \frac{kv_r}{\pi D_6}.$$

Номинальная мощность двигателя, кВт, равна

$$N_H = x = \frac{\pi M'_c n_6}{30 \cdot 1000 \eta_M} \quad \text{или}$$

$$N = \frac{g(G + G_r)v_r}{1000\eta_n \eta_M}. \quad (1)$$

Зная мощность, по каталогу подбирают двигатель серии А2,АО2 и А4 при $n=3000..600$ об/мин.

Для кранов, график нагружения которых известен, двигатели по эквивалентным мощности, нагрузке и моменту. Например, при действии $M_1, M_2, M_3...$ в течении периодов цикла $t_1, t_2, t_3...$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots}},$$

Тогда эквивалентная мощность, кВт, будет равна

$$N_{\text{э}} = \frac{\pi M_{\text{э}} n}{30 \cdot 1000 \eta_n \eta_M}, \quad (2)$$

Выбор двигателя по каталогу при этом способе расчета проводят по мощности:

$$N_{\text{к}} = N_{\text{э}} \sqrt{\frac{ПВ}{ПВ_{\text{к}}}}, \quad (3)$$

где $(ПВ)_{\text{к}}$ и $ПВ$ – соответственно продолжительность включения по каталогу и заданная графиком работы крана.

Определение сопротивлений в механизме подъема при пуске.

В период неустановившегося режима работы подъемного механизма на валу двигателя должен развиваться пусковой момент $M_{\text{п.м}}$, необходимый для преодоления статического момента M_0 и моментов от инерции поступательно движущихся масс (груза) $M_{\text{и.м}}$ и вращающихся $M_{\text{и.в}}$ масс. Тогда пусковой момент механизма будет

$$M_{\text{п.м}} = M_0 + M_{\text{и.м}} + M_{\text{и.в}}. \quad (4)$$

Исследования показали, что действительный график разбега груза несколько отличается от принятого. Для равномерно ускоренного движения путь, где $S = v_{\text{ср}} t$,

$v_{\text{ср}} = 0,5(v_r + v_0)$ тогда при $v_0=0$; $2S = v_r t$, а время разбега (пуска) будет

$$t = 2s : v_r$$

где s и v_r - соответственно путь разбега и скорость подъема груза.

В грузоподъемниках общего назначения $t=1...5$ с. Малое t приводит к значительным динамическим нагрузкам на все детали подъемного механизма, а большое t увеличивает путь разбега s , что снижает производительность крана.

Равномерно ускоренное движение груза с ускорением $a=v_r:t$ создает дополнительную нагрузку на полиспаст:

$$Q_{u.n} = (G + G_r) \frac{v_r}{t}.$$

Определив момент от силы $Q_{u.n}$ на валу барабана и приведя его к валу двигателя, получим

$$M_{u.n} = \frac{0,5z_n (G + G_r) v_r D_{\bar{\sigma}}}{z_i \eta_0} \quad (5)$$

Момент от инерции вращающихся масс в общем виде будет равен

$$M_x = I_x \theta_x$$

где $I_x = m_x r_x^2$ - момент инерции массы детали;

$\theta_x = \omega : t = \pi n : 30t$ - угловое ускорение детали;

тогда

$$M_x = x = \frac{m_x D_x^2}{4} * \frac{\pi n}{30t \eta_x} = \frac{m_x D_x^2}{38,2} * \frac{n}{t \eta_x},$$

$m_x D_x^2 = e m D^2$ маховый момент вращающейся детали;

m и D - соответственно масса и наибольший диаметр детали;

e - коэффициент, принимаемый для вала равным 0,5; дисковой муфты - 0,46; тормозного шкива - 0,62; зубчатого колеса - 0,62; канатного блока - 0,55 и барабана - 0,7.

Механизм, показанный на рисунке 26, а, имеет три вала, поэтому суммарный момент от инерции вращающихся масс можно записать так:

$$M_{u.в} = M_I + M_{II} + M_{III},$$

Тихоходные валы незначительно влияют на величину общего момента от инерции вращающихся масс, потому что приведенные к валу двигателя моменты M_X уменьшаются пропорционально квадрату передаточного числа между валами.

Момент от вращающихся деталей вала I будет равен

$$M_I = \frac{(mD^2)I}{38,2} * \frac{n_\partial}{t\eta_I},$$

$$\text{Где } (mD^2)_I = (mD^2)_p + (mD^2)_r + (mD^2)_m$$

соответственно суммарный маховой момент масс вала I, ротора, тормозного шкива и муфты.

При проектировочных расчетах достаточно определять только момент на валу двигателя; влияние моментов M_I и M_{II} учитывается коэффициентом $\psi = 0,1 \dots 0,15$.

$$M_{u.e} = (1 + \psi) M_I \quad (6)$$

Подставляя $M_{и.в}$ и $M_{м.п}$ $M_{св}$ в уравнение (4), получим

$$M_{n.m} = \frac{z_H}{z} (G + G_r) \left(g + \frac{v_r}{t} \right) \frac{D_\partial}{2i\eta_o} + (1 + \psi) \frac{(mD^2)I}{38,2} * \frac{n_\partial}{t\eta_o} \quad (7)$$

С приемлемой для практики точностью маховой момент первого вала $(mD^2)_I$ принимают равным маховому моменту ротора, $(mD^2)_p$ определяем по каталогам электродвигателей.

В связи с отклонением действительного ускорения груза при разгоне, как это показано на диаграмме (рис. 1, б), максимальный пусковой момент больше расчетного примерно на 33%; тогда

$$M_{n.m}(\max) = 1,33 M_{n.m}$$

Учитывая это, коэффициент максимальной перегрузки двигателя β_{\max} в период пуска подъемного механизма и коэффициент допускаемой перегрузки β должны удовлетворять соотношению

$$\beta_{\max} = \frac{M_{n.m}(\max)}{M_\partial} \leq [\beta] = \frac{M_{n.\partial}}{M_D} \quad (8)$$

где $M_{n.\partial}$ - пусковой, M_D - номинальный момент двигателя.

Практически для двигателей внутреннего сгорания $[\beta]=1$, а для электрических двигателей $[\beta]=1...3,5$. Наиболее распространенные электродвигатели имеют $[\beta]=2,3...3,4$.

Кроме этого, время разбега выбранного двигателя рекомендуется проверить по формуле (8).

По расчетной величине t можно судить о пути разбега груза и ускорении, которое он получит в период разбега.

Зная скорость подъема v_r , определяют ускорение a по формуле

$$a = v_r : t$$

Для нормальной работы рекомендуется, чтобы при легком и среднем режимах работы a не превышало $0,15 \text{ м/с}^2$, а при тяжелом – $0,35 \text{ м/с}^2$.

Затем для подъемного механизма по частоте вращения n_d выбранного электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания и частоте вращения барабана n_b определяют передаточное отношение:

$$i = \frac{n_d}{n_b} = i_1 i_2 i_3 \quad \text{и т.д.} \quad (9)$$

Где i_1, i_2, i_3 -соответственно передаточные отношения редукторов, зубчатых и цепных передач, входящих в состав механизма.

Определение тормозного момента механизма подъема проводят двумя способами:

1) По статическому моменту M_c , приведенному к валу, на котором устанавливают тормоз, с учетом коэффициента запаса торможения k_t . При этом тормозной момент будет равен

$$M_{mm} = k_m M_c \quad (10)$$

Госгортехнадзором рекомендуется определять путь торможения S_t и коэффициент k_t соответственно для легкого и среднего режима работы: $s_t=v_t:120$ и $v_t:100$ при времени торможения $t_t=1,0$ и $1,2$ с; $k_t=1.75$ и 2 - для стопорно-спускного тормоза и $k_t=2,1$ и $2,2$ при одновременной постановке грузоупорного и стопорного тормозов.

При выборе коэффициента торможения следует учитывать, что избыточный тормозной момент стопорного тормоза приводит к

опережению действия грузопорного, обратное повлечет нарушение плавности опускания груза;

2) По наибольшему тормозному моменту $M_{ТМ}$ приведенному к валу двигателя, состоящему из статического момента M_c и моментов от инерционных сил поступательного движения груза $M_{и.п.}$, определяемому по формуле

$$M_{mm} = M_c + M_{и.п.} + M_{и.в.} \quad (11)$$

Процесс торможения подобен разгону с тем отличием, что силы инерции и потери на трение изменяют знак, а расчет отличается тем, что коэффициент полезного действия переносится из знаменателя в числитель формулы (5) и (6), так как вредные сопротивления в механизмах оказывают тормозящее действие и снижают требуемый тормозной момент.

Взяв отношение необходимого тормозного момента механизма к статическому моменту, получим коэффициент запаса торможения

$$k'_m = \frac{M_{mm}}{M_c} \quad (12)$$

Правильность выбора тормоза и его расчета проверяют по условиям

$$M_{mm} \leq M_m \quad \text{и}$$

$$k'_m \leq k_\tau$$

где M_m и k_τ - соответственно тормозной момент и коэффициент запаса торможения для выбранного тормоза.

Действительное время торможения определяют подобно расчету времени разгона.

Для получения возможно большего тормозного момента при наименьших габаритных размерах тормоза применяют специальные материалы с повышенными фрикционными свойствами: лента тканая асбестовая, пропитанная битумом; лента, вальцованная из асбеста и железного сурика, связанных резиновым клеем. Кроме этого, в тормозах применяют чугун, сталь, дерево, кожу, бронзу, текстолит, ретинакс и др.

К характеристикам материалов, применяемых в тормозах, относятся: коэффициент трения $f=0,15...0,2$ для металлов и $f=0,3...0,42$ - дерево, лента из асбеста; удельное давление

$[p]=0,8...1,5$ МПа для колодочных и ленточных тормозов и $[p]=0,2...0,8$ для дисковых и конических; большие значения принимают при смазке.

Коэффициент трения между обкладками и тормозным шкивом зависит от теплового режима тормоза. Рекомендуется, чтобы температура не превышала 175...200°C.

Изменение удельного давления 0,8 МПа не оказывает заметного влияния на коэффициент трения.

Литература

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М., «Высшая школа», 1973.
2. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М., «Машиностроение», 1971 г.
3. Буряков А. Г. Комплексная механизация погрузочно-разгрузочных работ. М., Россельхозиздат, 1976.
4. Воробьев А. А. и др. Пневмотранспортные установки (справочник). М., «Машиностроение», 1969.
5. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. М., «Машиностроение», 1968.
6. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве. М., «Колос», 1973.
7. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. М., Машгиз, 1964.
8. Зуев Ф. Г. И др. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М., «Колос», 1978.
9. Красников В. В. И др. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкции. М., «Машиностроение», 1967.
10. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М., «Машиностроение», 1973
11. Кукибный А. А. Метательные машины. М., «Машиностроение», 1964.
12. Копылов Н. Г. Теория качающихся конвейеров. М., Машгиз, 1963.
13. Платонов П. Н. Куценко К. И. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства. М., «Колос», 1972.
14. Спиваковский А. О. Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., «Машиностроение», 1968.

15. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. М., «Машиностроение», 1969.

16. Юкиш и др. Справочник по оборудованию элеваторов и складов. М., «Колос», 1970.

РАСЧЕТ КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ ГМП

Студент гр. 11311117 Мандик Н.С

Научный руководитель – к.т.н., доцент Василенок В.Д.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Грузоподъёмные машины

Большое разнообразие процессов к операции по перевалке грузов и обслуживанию сельскохозяйственного производства позволяет использовать большинство грузоподъёмных машин общего назначения. Вместе с тем особенности условий работы и физикомеханических свойств грузов требуют применения грузоподъёмных машин специального назначения.

Грузоподъёмные машины делятся на стационарные, передвижные, прицепные и самоходные.

Стационарные краны

Стационарные поворотные краны используют для обслуживания органической площади.

Кран-укосина (рис. 1, а) применяют для подъёма и опускания груза на строительстве и погрузочных работах. Краны-укосины строят грузоподъёмностью 0,5 и 1,0 т с вылетом 2,25 м и углом поворота 230°.

Настенный струнный кран (рис. 1, б) оснащен тележкой для перемещения груза по стреле. Он предназначен для обслуживания рабочего места: станка, станка и т.п. Грузоподъёмность и вылет ограничиваются предельным моментом нагрузки на стену здания $[M] \leq 100 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Кран с неподвижной колонной (рис. 1, в) как и кран с поворотной колонной и переменным вылетом (рис. 1, г), используют в ремонтных мастерских, при демонтаже тракторов и сельскохозяйственных машин, и испытания двигателей. Грузоподъёмность крана с поворотной колонной до 10 т при вылете до 7 м. Благодаря перемещению тележки по ферме крана и повороту можно обслуживать определённую площадь.

Удобен для обслуживания рабочего места поворотный кран с ломающейся в горизонтальной плоскости стрелой (рис. 1, д).

Мостовые и козловые краны и краны-штабелеры

Эти краны относятся к стационарным установкам, которые перемещаются по рельсовому пути и обслуживают ограниченные площади: их применяют в цехах мастерских и заводов, складах разгрузочных площадках силоси- и навозохранилищах.

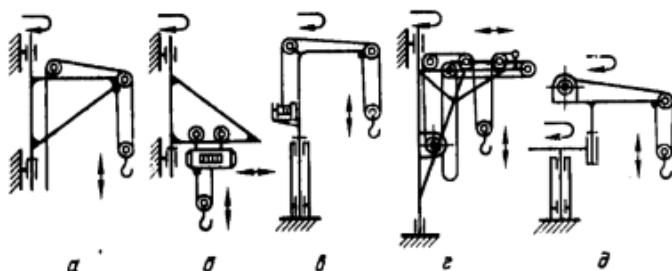


Рис. 1. Поворотные краны:

а – кран-укосина; б – настенный струнный с электроталью; в – с подвижной колонной; г – с поворотной колонной и переменным вылетом; д – со стрелой, ломающейся в горизонтальной плоскости.

Козловые краны чаще используют на открытых местах. В процессе работы они опираются на наземный рельсовый путь или на гладкое и твердое покрытие пола: асфальт, бетон, деревянный торцовый настил. Они находят широкое применение на прирельсовых складах производственных объединений Госкомсельхозтехники. Расстояние между опорами зависит от условий эксплуатации и определяет конструкцию балки виде шпренгельной и решетчатой фермы.

На рисунке 2, а показан кран с виброгрейфером для выгрузки силоса и навоза, и погрузки их в транспортные средства, а на рисунке 2, б – с клещевым захватом для тарных грузов.

Краны мостового типа подразделяют на два вида: кран-балки (рис. 2, в и г) и мостовые краны, последние в сельском хозяйстве почти не применяют. Кран-балка с электротельфером легче и дешевле мостового крана. Ею можно управлять с пола.

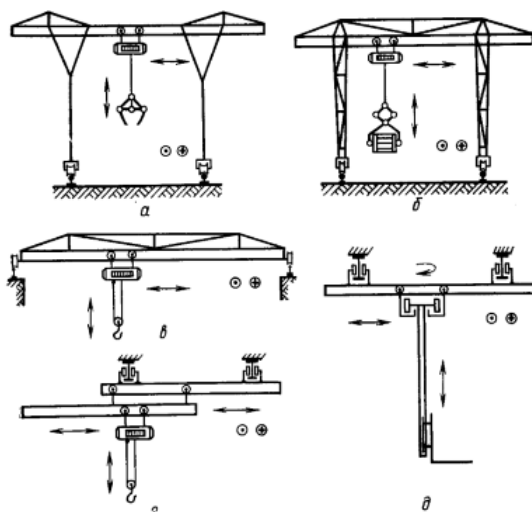


Рис. 2. Краны и кран-штабелер:

а – козловой с виброгрефером; б – козловой с клещевым захватом; в - мостовой; г – подвесная кран-балка с выдвигной консолью; д – кран-штабелер.

По способу опоры на крановые пути кран-балки бывают: опорные (рис. 2, в) и подвесные (рис. 2, г). Подкрановые пути подвесной кран-балки можно крепить к перекрытию здания и оборудовать их выдвигными консолями, что позволит перегружать груз в транспортные средства или передавать его в другое помещение.

Кран-балки. Применяемые в сельском хозяйстве, обладают грузоподъемностью до 3т и пролетами от 5 до 14 м.

Гидрофицированный привод механизмов поступательного (гидроцилиндры) и вращательного (гидромоторы) движений находят все большее применение и вы крана благодаря плановому регулированию габаритов и стоимости.

Кран-штабелер (рис.2, д) предназначен для механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на складах мастерских и производственных объединений Госкомсельхозтехники. Его можно использовать вне мощений при перегрузке штучных грузов, контейнеров, грузов на поддонах и при обслуживании стеллажей узлов и деталей.

Кран-штабелер отличается от кран-балки наличием дополнительного механизма поворота груза в горизонтальной плоскости и вилчатым захватом.

Грузоподъемность кран-штабелера 0,15...1,0 т, скорость перемещения 0,35...0,6 м/с, скорость подъема 0,15м/с.

Передвижные краны

К этой группе относятся краны на тележках, переносные и прицепные. Применяемые для механизации при монтажно-демонтажных и погрузочно-разгрузочных работах. Кран с ручным приводом и с лебедочным механизмом подъема показан на рисунке 3, а и с ручным гидроприводом – на рисунке 3, б. Их достоинством является простота устройства и обслуживания при использовании. Их можно подкатывать под разбираемую или разгружаемый транспорт.

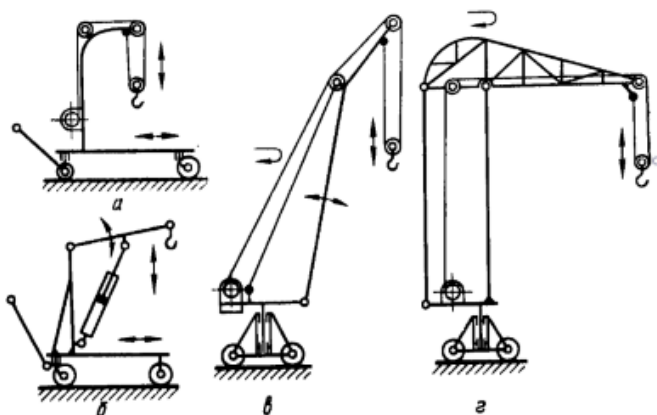


Рис. 3. Краны на тележках:

а – ручной; б – с гидроприводом; в – типа «Пионер»; г – башенный трубчатый.

Более универсальны и эффективны электрофицированные краны типа «Пионер» (рис. 3, в) и башенно-трубчатых (рис. 3, г) с поворотной стрелой, предназначенные для тех же работ на открытом воздухе. Грузоподъемность этих кранов соответственно 0,25 и 0,5 , скорость подъема 0,25м/с и 0,5 м/с, частота поворота стрелы 0,6об/мин. Шарнирное крепление стрелы (рис. 3, г) освобождает колонну от поперечного изгиба при подъеме груза.

Самоходные краны

Самоходные краны разделяют на навесные, автономные и прицепные.

Навесное крановое устройство монтируют на автомобилях, тракторах и прицепах для самопогрузки и обслуживания других транспортных средств. На рисунке 4, а и б показано крановое оборудование, позволяющее снизить себестоимость перевозок на 20%.

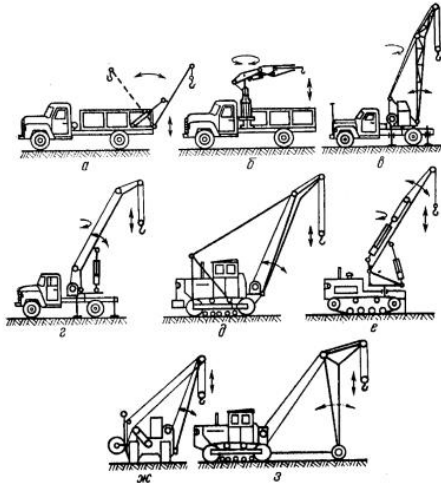


Рис. 4. Самоходные и передвижные краны:

а – автомобиль с порталом; б – автомобиль с краном; в – автокран; г – автокран с гидроприводом; д – тракторный кран с фронтальной стрелой; е – тракторный кран с гидроприводом; ж – тракторный кран с боковой стрелой; з – прицепной кран.

Цикл легкого крана составляет от 1 до 2 мин, благодаря чему можно загрузить автомобиль за 7...10 мин. Однако установка легкого крана немного снижает полезную грузоподъемность.

Автомобильные краны.

К ним относятся все виды автомобильных (рис. 4, в и г) и тракторных (рис. 4, д и е и ж) кранов.

Их монтируют на автомобильном или специальном шасси. Высокая производительность, универсальность и большая мобильность позволяют широко применять их в сельском хозяйстве для погрузочно-разгрузочных работ. Особо эффективно их

применение при контейнерных перевозках всех видов корнеклубнеплодов. При работе без выносных опор грузоподъемность следует снижать в 2 и более раза.

Гидрофицированный привод в кранах (рис. 4, г и е) находят все большее применение благодаря существенным преимуществам. Груз поднимается ветвью ускоряющего полиспада с вмонтированным в него гидроцилиндром. Стрелу поднимают при помощи гидроцилиндра.

Торможение и безопасное опускание груза осуществляются регулированием выпуска жидкости из гидроцилиндров.

Тракторные краны встречаются с навесным и прицепным грузоподъемным оборудованием.

Навесные телескопические стрелы грузоподъемностью 0,1...0,5 т монтируют на навесной системе трактора типа ДТ-20.

Подъем груза осуществляется гидросистемой, а перемещение передвижением трактора.

Для подъема более тяжелых грузов в 1,2...3 т стрелы кранов навешивают на гусеничные тракторы по схемам: фронтальная (рис 4, д), поворотная (рис. 4, е), боковая (рис. 4, ж) Грузоподъемность ограничивается прочностью упругих подвесок рамы и пределом нагрузки на почву 75...100Кпа.

Боковое расположение стрелы позволяет крану передвигаться вдоль фронта работ, например, при укладке труб в траншеи.

Для перевозки крупногабаритных и длинномерных грузов применяют прицепные краны (рис. 4, з). Груз поднимают тракторной лебедкой. Грузоподъемность крана от 2 до 10 т. Колея колес крана 2,8 м. Вылет стрелы от 2 до 6,5м.

Крюковое оборудование, навешиваемое на сельскохозяйственные погрузчики ПГ-0,2, ПУ-0,5, СНУ-0,8, ПЭ-0,8Б, Э-153, ПЭА-1,0, превращает их в тракторные краны на колесном ходу, которые можно использовать для погрузочно-разгрузочных работ.

Расчет крюковой подвески ГПМ

Пример 1. Определить размер прутка круглого с квадратного сечения для изготовления крюка на тяговую силу трактора $Q_{\Sigma}=14$ кН (рис. 5).

Предварительный расчет проведем по формуле внецентренного растяжения. (для круглого сечения):

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_{и} = \frac{Q_{\Sigma}}{F} + \frac{M_{и}}{W} = \frac{4Q_{\Sigma}}{\pi d^2} \left(1 + 8 \frac{r}{d}\right) \leq [\sigma].$$

Рекомендуется: $[\sigma] = 150 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$ и $r:d < 5$.

Принимаем: $[\sigma] = 100 \text{ Н/мм}^2$ и $r:d = 1,0$, что вполне обеспечивает укладку в зеве крюка канатов или ушка прицепа. Тогда

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{\Sigma}}{\pi d^2} \left(1 + 8 \frac{r}{d}\right)} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100} (1 + 8 \cdot 1)}$$

$$= 40,1 \text{ мм.}$$

Принимаем: $d = 40 \text{ мм}$, ГОСТ 2590-57; сталь Ст. 3, ГОСТ 380-60.

При квадратном сечении формула примет вид:

$$a = \sqrt{\frac{Q_{\Sigma}}{[\sigma]} \left(1 + 6 \frac{r}{a}\right)} = \sqrt{\frac{14 \cdot 10^3}{100} (1 + 6 \cdot 1)}$$

$$= 31,3 \text{ мм.}$$

Принимаем: $a = 26 \text{ мм}$, ГОСТ 2591-57; сталь Ст. 3, ГОСТ 380-60.

Проверяем наибольшее напряжение в точке А по теории кривого бруса по формуле (18):

$$\sigma_A = \frac{Q_{\Sigma}}{F} - \frac{M}{S} \cdot \frac{0,5d_k - z_0}{0,5d_k},$$

где $F = 0,785d^4$;

$$M = Q_{\Sigma} r;$$

$$S = F z_0;$$

$$z_0 = r - r_0;$$

$$d_k = d = r.$$

После подстановки и преобразований

при $r_0 = \frac{d^2}{4(2r\sqrt{4r^2 - d^2})} = 0,933d$ получим

$$\sigma_A = \frac{4Q_{\Sigma}}{\pi d^2} \left[1 + \frac{2(0,933d-d)}{d-0,933d} \right] =$$

$$\frac{4 \cdot 14 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 40^2} \left[1 + \frac{2(0,933 \cdot 40 - 40)}{40 - 0,933 \cdot 40} \right] = 155 \text{ Н/мм}^2$$

Рекомендуется запас прочности $n = \frac{\sigma_T}{\sigma} = 2 \dots 2,5$; для стали Ст. 3 $\sigma_T = 220 \text{ Н/мм}^2$, поэтому принятый $d = 40 \text{ мм}$ не удовлетворяет условиям прочности $n = \frac{\sigma_T}{\sigma_A} = \frac{220}{155} = 1,42$ и только при $d = 50 \text{ мм}$ получим

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_A} = \frac{220}{100} = 2,2.$$

Дальнейшее упрочнение крюка, повышение запаса прочности возможно путем проковки круглого сечения в овальное.

Пример 2. Подобрать канат для тягового полспаста (рис. 118) при $Q_{\Sigma} = 50 \text{ кН}$. Условия выбора каната $S_p = S$, где $S_p = \frac{Q_{\Sigma}}{k r_1}$ и $S_p = \frac{P_{роз}}{n}$ — наибольшее рабочее и допускаемое натяжение каната.

Определив к.п.д. полспаста при к.п.д. блока $= 0,98$, получим

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta^2)\eta}{z(1 - \eta)} = \frac{(1 - 0,98^4) 0,98}{4(1 - 0,98)} = 0,95.$$

Расчетное разрывное усилие при запасе прочности $n = 5,5$ будет

$$P_{роз} = \frac{nQ_{\Sigma}}{k\eta} = \frac{5,5 \cdot 50 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,95} = 72 \ 368 \text{ Н}$$

Принимаем по ГОСТ 2688—69: канат стальной типа ЛК-Р 6×9+10С, $d = 14 \text{ мм}$ при $\sigma = 1570 \text{ Н/мм}^2$ (160 кгс/мм²), разрывное усилие $P_{роз} = 99000 \text{ Н}$.

Пример 3. Определить мощность электродвигателя и подобрать его для механизма подъема кран-балки: грузоподъемность $G = 3000 \text{ кг}$, скорость подъема

$v = 0,25 \text{ м/с}$, масса грузозахватного устройства $G_0 = 500 \text{ кг}$. Режим работы— легкий. Схема подвеса показана на рисунке 6.

Усилие па крюке

$$Q_{\Sigma} = g(G + G_0) = 9,81 (3000 + 500) = 34\,335 \text{ Н.}$$

Окружное усилие на барабане при $k = \frac{z_0}{z} = 2$; $\eta_6 = 0,96$; $\eta = 0,98$.

$$P = Z_0 S_1 = \frac{Z_0 Q_{\Sigma}}{k(1 + \eta)\eta_6} = \frac{2 \cdot 34\,335}{2 \cdot (1 + 0,98)0,96} = 18\,063 \text{ Н.}$$

Мощность электродвигателя при скорости наматывания каната на барабан $v_k = kv$, $\eta_m = 0,9$ — к.п.д. двухступенчатого редуктора и η_{π} — к.п.д. полиспаста

$$N = \frac{P v_k}{\eta_m \eta_{\pi}} = \frac{18\,063 \cdot 2 \cdot 0,25}{0,9 \cdot 0,97} = 10\,345 \text{ Вт.}$$

По таблицам «Крановые двигатели серии МТКР с короткозамкнутым ротором» выбираем электродвигатель МТКР-211-6: $N = 13 \text{ кВт}$ при ПВ=25%, $M_{\max} = 216 \text{ Н}\cdot\text{м}$,

$$M_{\max} = 216 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad M_{\pi} = 206 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$G_p D^2 = 0,44 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$n_d = 895 \text{ об/мин}$, к. п. д. = 0,765. Статический момент на валу двигателя по потребной мощности

$$M_d = \frac{N}{\omega} = \frac{30N}{\pi n_d} = \frac{30 \cdot 10\,345}{3,14 \cdot 895} = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Тогда допускаемый коэффициент перегрузки

$$[\beta] = \frac{M_{\max}}{M_d} = \frac{216}{110} \approx 1,96.$$

Для определения действительного коэффициента перегрузки найдем максимальный пусковой момент механизма подъема по формуле

$$\begin{aligned}
 M_{п,м(max)} &= 1,33M_{п,м} \\
 &= 1,33 \left[\frac{G + G_0}{k} \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i\eta_0} \left(g + \frac{v_k}{t} \right) \right. \\
 &\quad \left. + (1 + \psi) \cdot \frac{G_p D_p^2}{4} \cdot \frac{\pi n_d}{30t} \right].
 \end{aligned}$$

По разрушающей нагрузке при запасе прочности $n = 5$

$$\begin{aligned}
 P_{раз} &= \frac{ng(G + G_0)}{z_0\eta_{п}} = \frac{5 \cdot 9,81(3000 + 500)}{4 \cdot 0,97} \\
 &= 44\,246 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

По таблицам ГОСТ 2688—69 выбираем канат: $d = 9,9 \text{ мм}$, $P_{раз} = 58\,418 \text{ Н}$ при $\sigma_{п} = 19,6 \text{ МПа}$, тогда при $e_1 = 18$ — коэффициент, зависящий от типа устройства и режима работы, и $e_2 = 1,0$ — коэффициент, зависящим от типа каната, определим диаметр барабана

$$D_{\delta} = e_1 e_2 d = 18 \cdot 1 \cdot 9,9 = 178 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{\delta} = 175 \text{ мм}$.

Передаточное отношение механизма получим из соотношения

$$i = \frac{n_d}{n_{\delta}} = \frac{\pi D_{\delta} n_d}{k 60 v} = \frac{3,14 \cdot 0,175 \cdot 895}{2 \cdot 0,25 \cdot 60} = 16,4.$$

Принимаем время разбега $t = 2 \text{ с}$ и, подставив в уравнение значения η_0 , i , t , будем иметь

$$\begin{aligned}
 M_{п,м(max)} &= 1,33 \left[\frac{3000 + 500}{2} \cdot \frac{0,175}{2} \right. \\
 &\quad \cdot \frac{1}{16,4 \cdot 0,873} \left(9,81 + \frac{0,25}{2} \right) + (1 + 0,15) \\
 &\quad \left. \cdot \frac{0,44}{4} \cdot \frac{3,14 \cdot 895}{30 \cdot 2} \right] = 149,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}
 \end{aligned}$$

Действительный максимальный коэффициент перегрузки

$$\beta_{\max} = \frac{M_{\text{п,м(max)}}}{M_{\text{д}}} = \frac{M_{\text{п,м(max)}} \pi n_{\text{д}}}{30N} = \frac{149,2 \cdot 3,14 \cdot 895}{30 \cdot 13\,000} = 1,07,$$

таким образом, $\beta_{\max} < [\beta]$.

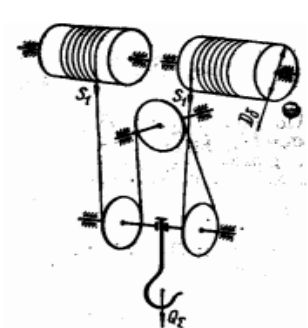


Рис. 5. К расчету крюка

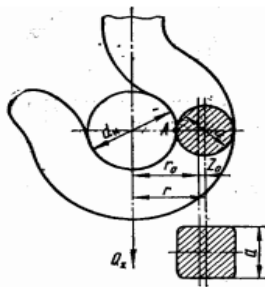


Рис. 6. К расчету мощности двигателя

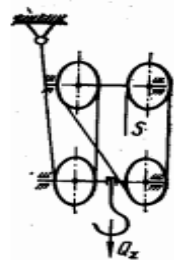


Рис. 7. К расчету каната

Литература

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. М., «Высшая школа», 1973.
2. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М., «Машиностроение», 1971 г.
3. Буряков А. Г. Комплексная механизация погрузочно-разгрузочных работ. М., Россельхозиздат, 1976.
4. Воробьев А. А. и др. Пневмотранспортные установки (справочник). М., «Машиностроение», 1969.
5. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. М., «Машиностроение», 1968.
6. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве. М., «Колос», 1973.
7. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. М., Машгиз, 1964.
8. Зуев Ф. Г. И др. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. М., «Колос», 1978.
9. Красников В. В. И др. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкции. М., «Машиностроение», 1967.
10. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. М., «Машиностроение», 1973
11. Кукибный А. А. Метательные машины. М., «Машиностроение», 1964.
12. Копылов Н. Г. Теория качающихся конвейеров. М., Машгиз, 1963.
13. Платонов П. Н. Куценко К. И. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства. М., «Колос», 1972.
14. Спиваковский А. О. Дьячков В. К. Транспортирующие машины. М., «Машиностроение», 1968.
15. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. М., «Машиностроение», 1969.
16. Юкиш и др. Справочник по оборудованию элеваторов и складов. М., «Колос», 1970.

УДК 629

АДАПТИВНОЕ ОСВЕЩЕНИЕ И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

Студенты гр.10110116 Колтун А.Ю., Масло И.А.

Научный руководитель - профессор Скойбеда А.Т.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

При езде в условиях плохой видимости (ночью, в дождь, снег или туман) водитель не может получить полной видимости дорожного пространства, используя традиционные фары ближнего и дальнего света. Часто неожиданные препятствия в виде большой ямы или упавшего дерева могут повлечь за собой ДТП, поскольку не видны водителю заранее.

Система адаптивного освещения фар для безопасности вождения стала своего рода аналогом обычного фонарика, который держит в руках пешеход, отправившийся в путь в темное время суток. Человек имеет возможность управлять лучом света и может видеть дорогу, заранее предусматривая пути обхода возникающих препятствий. Тот же принцип положен в функционал системы адаптивного света: малейшее изменение поворота руля автомобиля меняет направление светового потока фар. Соответственно, водителю даже в зоне плохой видимости будут хорошо видны все нюансы дорожного покрытия. А это увеличивает уровень безопасности в несколько раз по сравнению с автомобилями, не оснащенными адаптивным светом.

История развития автомобильных фар.

Первые автомобильные фары представляли собой керосиновые лампы. Их главными преимуществами на тот момент была простота, как правда, конструкция, а также возможность максимальной унификации со светильниками, массово распространенными в быту. На этом, однако, все плюсы «керосинок» для автомобилиста заканчивались: они не столько освещали путь перед машиной, сколько обозначали ее присутствие на дороге. На автомобилях тех лет применялись также масляные светильники, и по эффективности они соответствовали «керосинкам».

Первым источником автомобильного света стал газ ацетилен — использовать его для освещения дороги в 1896 году предложил летчик и авиаконструктор Луи Блерио (рис. 1).



Рис. 1-летчик и авиаконструктор Луи Блерио

Запуск ацетиленовых фар — целый ритуал. Сначала требуется открыть краник ацетиленового генератора, чтобы вода закапала на карбид кальция, который находится на дне «бочонка». При взаимодействии карбида с водой образуется ацетилен, который по резиновым трубкам поступает к керамической горелке, что находится в фокусе отражателя. Теперь шофер должен открыть стекло фары, чиркнуть спичкой — и пожалуйста, в светлый путь. Но максимум через четыре часа придется остановиться — для того, чтобы вновь открыть фару, вычистить ее от копоти и заправить генератор новой порцией карбида и воды.

Газовые фары (рис. 2) появились в транспортной индустрии лишь в начале XX века, когда распространение получили относительно компактные автомобили, использующие в качестве



Рис. 2. Газовая фара

силового агрегата двигателя внутреннего сгорания. Такие фонари прибавили света на дороге, но их эффективность сильно снижалась из-за того, что отражатель покрывался сажей.

С одной ее стороны имелся отполированный рефлектор, с другой — линза. Герметизации фар в то время не было, так что рефлектор очень быстро ржавел. И без того слабый свет становился еще тусклее, а главное, вокруг фары образовывался ореол, слепящий встречные автомобили. Запрет на фары этого типа ввели в 1941 году.

В середине 50-х французская фирма Cibie предложила революционное, по тем временам, решение, применяемое до сих пор. Идея состояла в создании асимметричного пучка света, чтобы со стороны водителя фары светили ближе, чем со стороны пассажира. С 1957 года подобное распределение света входит во все европейские технические регламенты для автомобилей массового производства.

Лет сто назад на место открытого пламени вставили электрическую лампочку. Ещё одно нововведение — это попытки повернуть фары автомобиля вслед за рулем люди начали предпринимать сразу после появления самих фар. Однако механическая связь фар и руля не позволяла соотносить угол поворота лучей со скоростью движения, и правила начала прошлого века «адаптивный» свет просто запрещали. Попытку возродить оригинальную идею осуществила фирма Cibie. В 1967 французы

представили первый механизм динамической регулировки угла наклона фар, а через год на CitroenDS начали ставить поворотные фары дальнего света.

Теперь идея поворотного освещения возрождается- на новом, «электронном», уровне. Самое простое решение- дополнительная «боковая» лампочка, которая загорается при повороте руля или включенном «поворотнике» на скорости до 70 км/ч. Следующая ступень- действительно поворотные фары. В них биксеноновый прожектор с учетом скорости движения, угла поворота руля и угловой скорости автомобиля вокруг вертикальной оси («датчик поворота») поворачивается вслед за рулем в пределах 22°- на 15° наружу и на 7° внутрь.

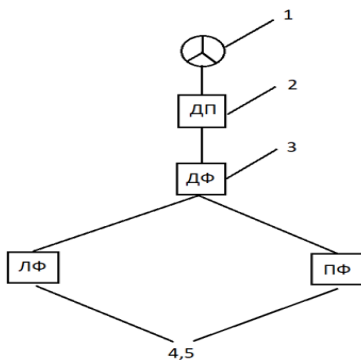


Рис. 3. Принципиальная схема поворота фар при повороте руля

Адаптивные фары (рис. 3) отличаются от обычных тем, что направляют лучи света в ту сторону, куда поворачивают колеса. Благодаря «умным» фарам, поворот полностью просматривается уже в тот момент, когда водитель только начинает поворачивать руль. Фары, которые буквально следят за поворотом руля, – раньше это казалось фантастикой, а уже сейчас эта дополнительная опция доступна для многих автомобилей. При повороте рулевого колеса 1 срабатывает датчик поворота рулевого колеса 2, после чего срабатывает датчик управления фарами 3, благодаря которому и происходит поворот фар 4,5 на угол в пределах 22°- на 15° наружу и на 7° внутрь.

Адаптивные фары (рис. 4) представляют собой комплекс оборудования, включающий в себя:

- Приборы освещения
- Двигатели для их активного передвижения по вертикали и горизонтали, а также вокруг своей оси
- Блоки управления
- Датчики(рис.5), предназначенные для считывания, обработки и передачи информации об объектах материального мира к фарам

На рисунке 4 представлена фара, состоящая из оптического элемента ближнего/дальнего света 1, актуатора (совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие исполнительного органа машин по линейному поступательному движению) 2, червячного редуктора 3, электродвигателя 4, механизма поворота оптического элемента 5 и лампы 6.

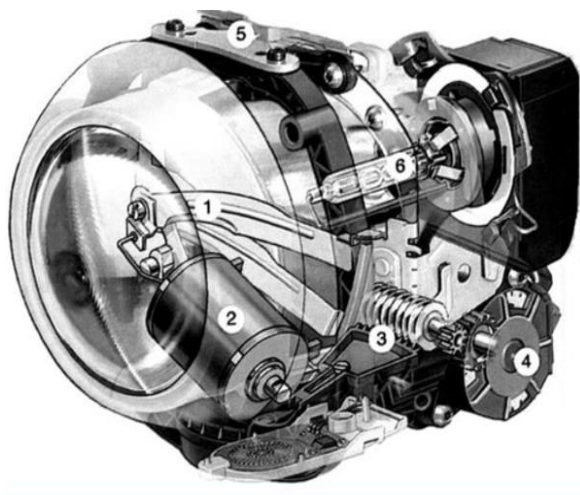


Рис. 4. Адаптивная фара

Сами блоки фар оборудованы исключительно линзованной оптикой, так как рефлекторные отражатели не способны выдавать контролируемый исходящий световой поток. В линзу могут быть установлены как ксеноновые, так и диодные лампы.

Двигатели вмонтированы в блок фары, они путём механических передвижений линзы в различные стороны создают эффект активно изменяющегося направленного светового потока.

Впервые адаптивные фары для подсветки поворота появились на Citroen 2CV 1948 года. Водитель управлял изменением направления света по горизонтали при помощи механического рычага в салоне.

На (рис.5) у нас показано с помощью каких узлов происходит поворот фар: ЭБУ двигателя 1 и ЭБУ кузова 5 подает сигнал на датчик угла поворота рулевого колеса 2, зачёт чего и происходит поворот фар. Если вы хотите отключить поворот фар, вам нужно нажать на выключатель системы 3 и на панели «высочит», что вы отключили систему, так как показано на 6.

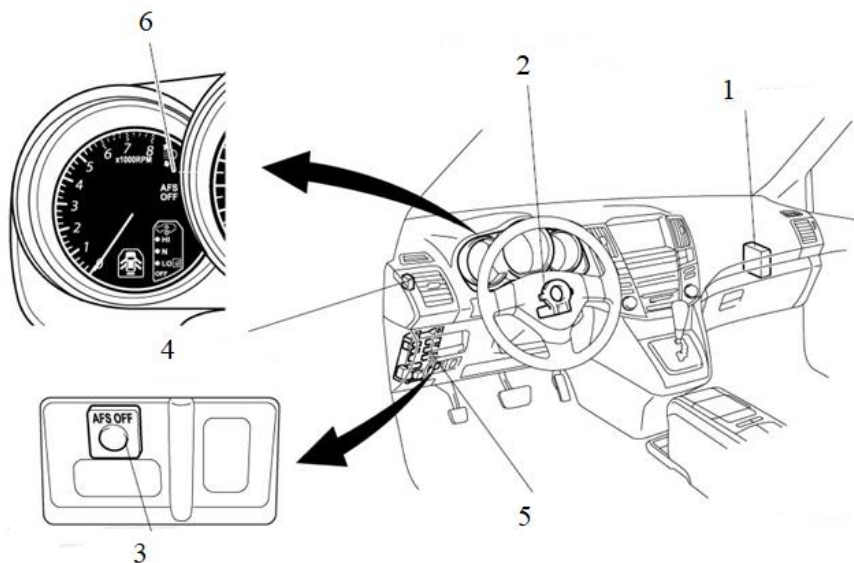


Рис. 5. Датчики поворот фар

Исследовав устройство и принцип работы можно утверждать, что у данной технологии есть плюсы и минусы, которые мы сейчас рассмотрим.

Преимущества адаптивных фар:

- Во время передвижения по извилистым или ухабыстым участкам дорог

- При прохождении крутых поворотов
- При передвижении в условиях ограниченной видимости обочин (тротуаров), когда имеется вероятность внезапных препятствий.

Недостатки: высокая стоимость содержания и обслуживания таких фар. Ведь как известно, более сложные механизмы являются менее надежными, в связи с этим требуют более аккуратного пользования.

Литература

1. Адаптивная система освещения [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://xn--e1afidkagpn5a.xn-p1ai / science / mami145 / scientific / article/s03/s03_10.pdf.
2. Мячникова, Н. Н. Обзор светодиодных фар // Молодой ученый. 2017.—№3.— С. 127-129. — URL <https://moluch.ru/archive/137/38399/>

УДК 621.01
ОПОРЫ КРЫМСКОГО МОСТА

Студент гр.10605218 Лесь М.

Научный руководитель – ст. преподаватель Козлова Т.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Крымский мост, также Керченский мост — транспортный переход через Керченский пролив, соединяющий Керченский и Таманский полуострова.

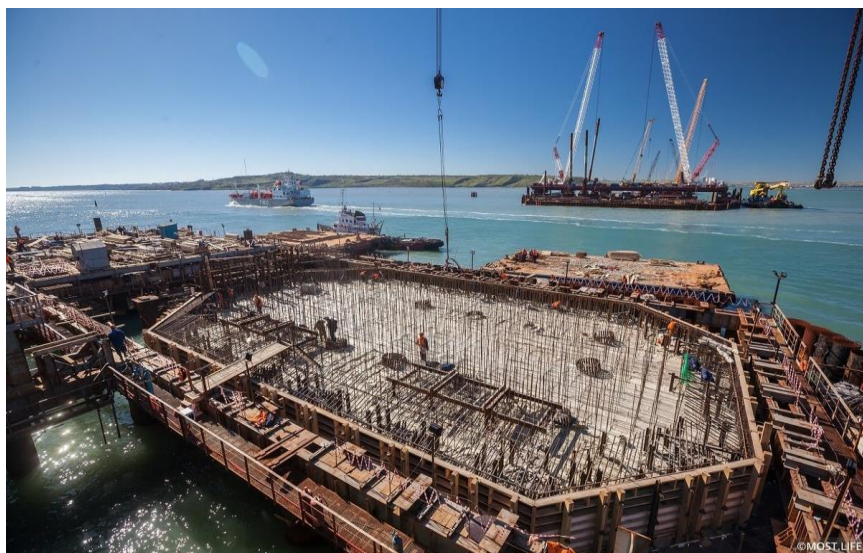
Крымский мост состоит из двух параллельных мостов — автодорожного и строящегося железнодорожного.

Он считается самым длинным мостом в Европе и России. Общая длина Крымского моста — 19 км.

Создание моста началось после не признанного международным сообществом присоединения Крыма к Российской Федерации и резкого ухудшения российско-украинских отношений, поставившего перед российскими властями вопрос о создании независимой от Украины сухопутной связи Крыма с материковой частью территории РФ. Автодорожный мост был открыт в 2018 году.

Маршрут моста выбирался из четырёх вариантов, при этом учитывались протяжённость перехода, наличие железнодорожных и автодорожных подъездов к нему с обеих сторон, перспектива удорожания строительства в связи с необходимостью создания дополнительных транспортных сооружений на подходных участках, а также перспективы развития порта «Кавказ», железной дороги, угол пересечения с ходом морских судов, возможность направления транспортного потока в обход Керчи, экологические и социально-политические аспекты, ледовая обстановка в зоне прохождения маршрута, а также наличие на территории Таманского полуострова грязевых вулканов. Три варианта предполагали строительство перехода в Крым от косы Чушка, тогда как четвёртый предполагал маршрут от таманского полуострова через Тузлинскую косу и остров Тузла. Последний вариант и был признан оптимальным: утверждалось, что преимуществом этого варианта является наличие площадей для размещения обслуживающих сооружений, отсутствие необходимости строительства сооружений «в зоне тектонического разлома» и меньшая стоимость

эксплуатации транспортного перехода, в том числе меньшее энергопотребление.



В феврале 2016 года началось строительство самого моста. В начале года начались работы по погружению свай в основание опор, а в апреле была сооружена первая опора. В июне началась установка первых пролётных строений. 16 августа 2017 года завершилась установка свай автодорожного моста, 29 августа закончилась операция по транспортировке и установке железнодорожной арки в центральный судоходный пролёт над Керчь-Еникальским каналом.

Первая опора мостовой переправы внешне — глыба из бетона, но внутри — сложный инженерный объект. Опора стоит на фундаменте из восьми свай, которые погружены на глубину 76 метров. Это высота 25-и этажного 2 дома.

А геология в том районе сложная — в некоторых местах сваи пришлось вбивать в дно на 100 метров. Всего таких опор 595.

12 октября 2017 года закончилась операция по транспортировке и установке автодорожной арки. 4 декабря 2017 года было завершено возведение всех опор автодорожного моста и половины опор железнодорожного моста, 20 декабря — пролётных сооружений автодорожного моста. 26 апреля 2018 года была

завершена укладка асфальта на автодорожном мосту и мост прошёл приёмочные обследования, что стало основанием для последующего введения его в эксплуатацию

Мосты проходят длинными эстакадами. Длина пролётов в основном от 55 до 63 м, судоходные пролёты над Керчь-Еникальским каналом проходят по аркам автодорожного и железнодорожного мостов длиной 227 м и высотой 45 м с подмостовым судоходным габаритом высотой 35 м и шириной 185 м, являющимся крупнейшими элементами транспортного перехода.

Основа защиты самых главных опор Крымского моста, находящихся по обе стороны Керчь-Еникальского канала – специальные палы (выражаясь проще, - специальное ограждение, препятствие, предназначенное для остановки и увода судна в сторону). Причем они предназначены не только для защиты самого моста, но и при определенных условиях способны уберечь от разрушения вышедшее из строя судно

Каждую опору Крымского моста оберегают пять единиц палов. Два из них имеют диаметр 18 метров, три – 12,5 метра.

Вокруг палов расположены трубы из стали с антикоррозийной обработкой. Они заполнены специальным бетоном и погружены до глубины около 30 метров.

Помимо этого конструкция палов включает в свою конфигурацию цилиндр из стали с несколькими ярусами «обвязки» и резиновыми отбойниками, «смягчающими» вероятный удар. Навигация в ночное время осуществляется путем установки на большие палы навигационных огней

Каждую опору Крымского моста оберегают пять единиц палов. Два из них имеют диаметр 18 метров, три – 12,5 метра.

Заявляется, что Крымский мост не потребует ремонта как минимум в ближайшие 100 лет. Проектная сейсмоустойчивость транспортного перехода должна обеспечить сохранность Крымского моста при землетрясениях до 9 баллов. Сейсмоустойчивость автодорожного моста должны обеспечить шок-трансммиттеры, тогда как на железной дороге предусмотрено «антисейсмическое закрепление пролётов.

Літэратура

1. ti-mosta-v-kr/<https://www.most.life/novosti/novosti/gotovy-vse-opory-avtodorozhnoj-chas>
2. <https://yandex.by/images/search>

УДК 621.314
**МЕХАНИЧЕСКИЙ СПОСОБ УДАЛЕНИЯ ЛЬДА
С ПРОВОДОВ ЛЭП**

Студент гр.10602117 Шалыгин Н.Г.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Николаенко В. Л.
Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

В настоящее время для передачи энергии на большие расстояния, благодаря относительно небольшой стоимости, широко применяют воздушные линии электропередачи (ЛЭП). Одним из основных элементов ЛЭП являются провода. При эксплуатации воздушных линий электропередач возникает проблема обледенения проводов. Значительное число воздушных линий электропередачи различных регионах страны подвержены в зимнее время года и в осенне-зимних и весенне-зимних сезонах налипанию мокрого снега на провода и образованию гололедно-изморозевых отложений. Высокая влажность, ветры, резкие перепады температуры воздуха способствуют образованию наледи на проводах воздушных линий. Толщина гололёда на них может достигать 60-70 мм, существенно утяжеляя провода. Простые расчеты показывают, что, например, провод марки АС-185/43 диаметром 19,6 мм километровой длины имеет массу 846 кг; при толщине гололёда 20 мм она увеличивается в 3,7 раза, при толщине 40 мм – в 9 раз, при толщине 60 мм – в 17 раз. При этом общая масса линии электропередачи из восьми проводов километровой длины возрастает соответственно до 25, 60 и 115 тонн, что приводит к обрыву проводов и поломке металлических опор. Наличие гололеда обуславливает дополнительные механические нагрузки на все элементы воздушных линий. В результате значительного увеличения массы проводов и воздействующих на них динамических и статических нагрузок происходят опасные и нежелательные явления, особенно при сильном ветре. К их числу относятся обрыв токопроводящих проводов и грозозащитных тросов под тяжестью снега и льда, недопустимо близкое сближение проводов и их сильное раскачивание (так называемая «пляска»), ухудшение защитных свойств изоляторов, разрушение опор.

Подобные аварии приносят значительный экономический ущерб, на их устранение уходит несколько дней и затрачиваются огромные средства. В результате сетевые энергокомпании и потребители несут крупные убытки, а восстановление оборванных проводов – дорогостоящий и трудоемкий процесс. Среднее время ликвидации гололедных аварий превышает среднее время ликвидации аварий, вызванных другими причинами, в 10 и более раз.

Анализ современного состояния проблемы обледенения проводов ЛЭП

Отложение гололёда представляет большую опасность для стабильного энергоснабжения и нормальной эксплуатации воздушных линий электропередачи. За последние двадцать лет произошли значительные изменения в динамике и географии образования гололёда на высоковольтных линиях передачи электроэнергии. Опишем один из возможных физических механизмов образования гололёда, зарождающегося по причине соприкосновения двух масс воздуха – холодного и теплого повышенной влажности. В условиях относительно мягкой зимы при резком перепаде значений температуры окружающего воздуха от положительной к отрицательной на проводах оседают капли воды и начинается лавинообразный процесс образования толстой ледяной корки, достигающей толщины в несколько десятков миллиметров и многократно утяжеляющей провода (рис. 1).

При этом толщина плотного гололёда на проводах может достигать 60- 70 мм (рис. 2), существенно утяжеляя провода. Вес гололедно-изморозевых отложений в отдельных случаях может достигать более 4 кг на погонный метр провода

Допустимая толщина стенки гололеда для линий с различным номинальным напряжением зависит от климатического района. В таблицах 1 и 2 приведены нормативные значения стенки гололеда для различных климатических районов.



Рис. 1. Гололедные отложения на проводах воздушной линии электропередач



Рис. 2. Характерное обледенение провода ЛЭП

Таблица 1

Нормативная толщина стенки гололеда, мм, для высоты 10 м над поверхностью земли

Климатический район по толщине стенки гололеда	Номинальное напряжение линии		
	до 3	6-330	500, 750
I	5	5	На основе данных наблюдений, но не менее 10
II	5	10	
III	10	15	
IV	15	20	
Особый	20 и более с уточнением по данным наблюдений	22 и более с уточнением по данным наблюдений	

При значительных гололедных отложениях возможны обрывы проводов, тросов, разрушения арматуры, изоляторов и даже опор воздушных линий (рис. 3).



Рис. 3. Гололёд – бедствие для линий электропередач

Гололед может откладываться по фазным проводам достаточно неравномерно. Стрелы провеса проводов с гололедом и без гололеда могут отличаться на несколько метров. Неравномерность отложения льда на фазных проводах, приводящая к различным значениям стрел провеса, а также неодновременный сброс гололеда при его таянии, вызывающий «подскок» отдельных проводов, могут привести к перекрытию воздушной изоляции. Гололед является

одной из причин «пляски» проводов, способной привести к их схлестыванию [1].

Подобные аварии приносят значительный экономический ущерб, на их устранение уходит несколько дней и затрачиваются огромные средства. Энергетики рассматривают обледенение ЛЭП в качестве одного из наиболее серьезных бедствий. Среднее время ликвидации гололедных аварий превышает среднее время ликвидации аварий, вызванных другими причинами, в 10 и более раз. Проблема борьбы с обледенением проводов линий электропередач довольно остро стоит по всему миру, особенно в регионах с высокой влажностью и низкими температурами зимой.

Несмотря на многолетние усилия энергетиков, гололедные аварии в электрических сетях многих энергосистем по-прежнему вызывают наиболее тяжелые последствия и периодически дезорганизуют электроснабжение регионов страны. Борьба с гололедом осуществляется в большинстве случаев примитивно, путем обивки проводов от мокрого снега и льда. Установка опор через небольшие интервалы и даже примитивная борьба с гололедом требуют больших затрат труда и материальных ресурсов [2]. В результате энергокомпания и потребитель несут крупные убытки, а восстановление оборванных проводов – дорогостоящий и трудоемкий процесс. Энергетики рассматривают обледенение ЛЭП в качестве одного из наиболее серьезных бедствий. С такими же проблемами сталкиваются многие северные страны, а также Китай и Япония. Поэтому во всем мире целым рядом компаний и организаций активно ведутся исследования и разработка способов и устройств для борьбы с обледенением линий электропередач. Методы борьбы с образованиями на проводах и тросах воздушных линий электропередачи заключаются в недопущении обледенения, снижения размеров отложений и удаления гололедных отложений.

Аналитический обзор существующих способов, устройств и систем для борьбы с гололедом на проводах линий электропередач

Способы удаления льда с проводов ЛЭП

Современные методы активной борьбы с обледенением приведены на рисунке 4.



Рис. 4. Современные методы активной борьбы с обледенением

Механический способ удаления льда с проводов ЛЭП

Механические способы, используемые чаще всего, заключаются в применении специальных приспособлений, обеспечивающих сбивание льда с проводов [1, 2]. На линиях чаще всего используют механические методы борьбы с обледенением [1, 2]. Механические способы заключаются в применении специальных приспособлений, обеспечивающих сбивание льда с проводов (рис. 5). Самый простой способ механического удаления гололеда – сбивание, которое производится при помощи длинных шестов с земли или с корзины автовышки, но они требуют доступа к ЛЭП, что нарушает нормальную работу участка. К тому же механическое воздействие не препятствует обледенению, а устраняет его.



Рис. 5. Механическое удаление отложения льда с проводов

Удаление гололеда с проводов шестами практически неосуществимо без привлечения большого количества рабочих. Этот метод требует много времени и применяется только на коротких участках линий, когда плавка электрическим током экономически нецелесообразна или технически невыполнима.

Известен способ перемещения по проводам воздушных линий электропередачи средств для удаления льда – роликов-ледорезов, основанный на использовании наземного транспортного средства –

трактора, связанного с роликами-ледорезами посредством штанги. Устройство для осуществления этого способа содержит установленные на транспортном средстве штанги по числу очищаемых проводов с закрепленными на них средствами для удаления льда, а именно роликами-ледорезами. Штанги, закрепленные на транспортном средстве – тракторе, перемещают под проводами вдоль линии электропередачи. При этом ролики-ледорезы, накатываясь на участки проводов, покрытых гололедом, последовательно приподнимают и перегибают их, разрушая гололедные отложения на проводах очищая их. Недостатком таких решений является низкая производительность и возможность повреждения и деформации проводов в процессе удаления гололеда, что приводит к обрывам сети и сопровождается ускоренным износом проводов, невысокая эффективность удаления льда вследствие использования наземного транспортного средства – трактора.

Кроме использования традиционных механических методов борьбы с гололедом в настоящее время активно разрабатываются различные механические и робототехнические системы для определения появления льда и его удаления с проводов ЛЭП.

В 2005 г. группа специалистов из компании «Хайдро-Квебек» во главе с Андре Леблонем разработала и провела практические испытания многозарядного пневматического устройства (рисунок 6) для удаления гололеда. Поскольку гололед является достаточно хрупким образованием, ударные воздействия позволяют разрушать покрытия на локальных участках провода или грозозащитного троса.



Рис. 6. Пневматическое устройство для механического удаления льда с провода

Другое усовершенствованное приспособление было также разработано в Канаде (рис. 7) и представляет собой передвижное устройство, управляемое с земли. Оно является электроимпульсным и за достаточно короткий промежуток времени позволяет освободить от гололеда провод в пролете длиной 260 м.

Научно-исследовательский институт Канады Hydro-Québec начал робототехнический проект LineScout в 1998 году. Причиной запуска данного проекта были массовые отключения на несколько дней электричества у миллионов пользователей в результате ледяного шторма и обрыва линий электропередач из-за намерзания льда [3]. В связи с этим появилась идея создать небольшой мобильный робот, который мог бы перемещаться по проводам высоковольтных ЛЭП, и удалять с них лед. Первый прототип был небольшим роботом, который скалывал лед. Более поздняя версия робота была оборудована камерами и инфракрасными датчиками, а робот использовался для осмотра работающих линий высокого напряжения.



Рис. 7. Передвижное устройство для механического удаления гололеда провода

Сегодня робот LineScout может перемещаться по работающим линиям электропередач и давать информацию о состоянии линий. Специалисты управляют роботом дистанционно, находясь на земле, и таким образом они могут обнаружить повреждение, удалить лед с проводов и выполнить простой ремонт. А такой формат работы позволяет получить значительную экономию, так как для осмотра не нужно обесточивать линию электропередач, а также позволяет снижать риски, повышать безаварийность работы и безопасность работы людей.

Достоинством робота LineScout является возможность его управления оператором в режиме реального времени.

Более эффективны так называемые айс-скрайперы, срезающие гололед с провода в пролете любой протяженности. В настоящее время разработаны и проходят испытания дополняющие их дистанционно управляемые роботизированные устройства, предназначенные для перемещения как самих этих устройств, так и айс-скрайперов из пролета в пролет. Устройство подобного типа показано на рисунке 8 и представляет собой питаемую от аккумуляторных батарей перемещающуюся по проводу каретку, оснащенную режущими устройствами высокой прочности, взламывающими за счет толкающих усилий каретки гололедную

муфту, освобождая провод от отложений.

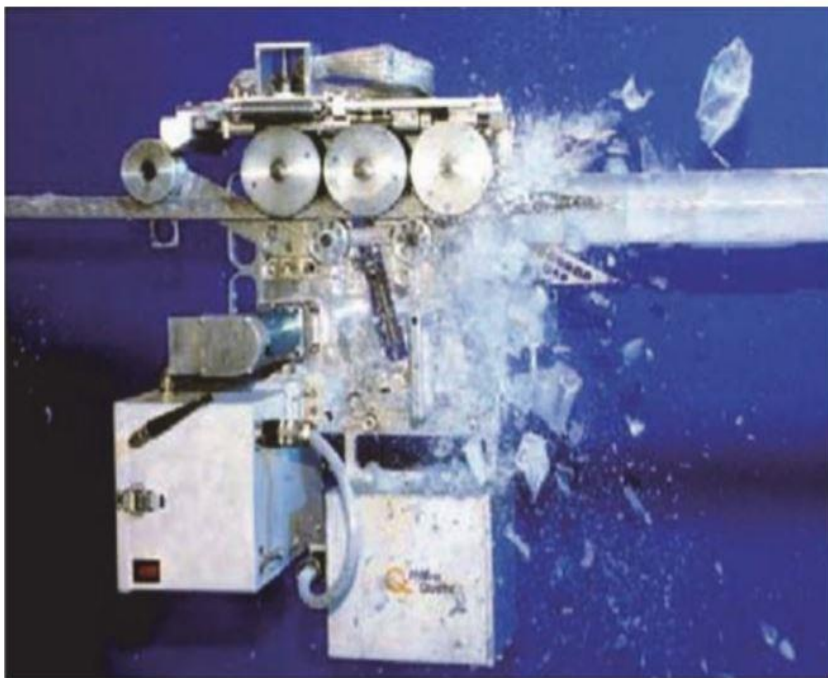


Рис. 8. Дистанционно управляемое устройство для механического удаления льда

К недостаткам робота можно отнести:

- необходимость ручной установки робота на провод и снятия его с провода, а также перевеса с одного провода на другой. Для этого необходима специальная техника (автовышка) и обслуживающий персонал, что повышает финансовые затраты на эксплуатацию робота и затрудняет его использование в труднодоступных районах;

- необходимость управления оператором. Это означает, что на каждый экземпляр такого робота необходимо подготовить и обучить квалифицированного специалиста. Кроме затрат на обучение оператора, затраты при эксплуатации робота возрастают за счет оплаты труда оператора;

- высокая стоимость самого робота.

При большой протяженности линий необходимо большое количество таких работ с обслуживающим персоналом, что может быть экономически невыгодным. К тому же механическое воздействие не препятствует обледенению, а устраняет его. Удаление гололеда с проводов шестами практически неосуществимо без привлечения большого количества рабочих. Этот метод требует много времени и применяется только на коротких участках линий, когда плавка электрическим током экономически нецелесообразна или технически невыполнима.

Недостаток механического способа: трудоемок, невозможность применения в труднодоступных районах.

Борьба с обледенением проводов линий электропередачи является серьезной проблемой, актуальной для многих стран, имеющих регионы с высокой влажностью и низкими температурами. Поэтому во всем мире целым рядом компаний и организаций активно ведутся исследования и разработка способов и устройств для борьбы со льдом на линиях электропередач. Однако, несмотря на многолетние усилия энергетиков, гололедные аварии в электрических сетях многих энергосистем по-прежнему вызывают наиболее тяжелые последствия и периодически дезорганизуют электроснабжение регионов страны. По статистике в энергосистемах по причине гололеда происходит от 6 до 8 крупных аварий в год.

Литература

1. Левченко И.И. Диагностика, реконструкция и эксплуатация воздушных линий электропередачи в гололедных районах. М.: Издательский дом МЭИ, 2007. 448с.
2. Дьяков А.Ф. Предотвращение и ликвидация гололедных аварий в электрических сетях. Пятигорск: Изд-во РП «Южэнерготехнадзор», 2000. 284с
3. Информационная система iElectro: Все об электротехнике. Управляемый выпрямитель для плавки гололеда на проводах и грозозащитных тросах ВЛ // URL: <http://www.ielectro.ru/news51718/index.html>

УДК 621.793

ЛАЗЕРНОЕ УПРОЧНЕНИЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ СКАНИРУЮЩИМ ИЗЛУЧЕНИЕМ

Студенты гр.10603117 Рудик П.С., Шуляковский Е.А.

Научный руководитель – ст. преподаватель Швец И.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В настоящее время применяют различные виды термической обработки: нормализацию, улучшение, закалку с предварительным азотированием или цементацией. Однако, эти виды являются весьма энергоемкими и длительными процессами, требующими наличия дорогостоящего оборудования. На сегодняшний день, для решения ряда проблем традиционной закалки таких как: цена, коробление детали, снижение вязкости и сопротивляемость ударным нагрузкам используют современные методы обработки точечными потоками энергии, наиболее перспективным из которых является лазерная обработка.

Этот вид обработки основан на местном нагреве участка поверхности под воздействием излучения и последующем охлаждении с высокой скоростью из-за отвода теплоты во внутренние слои металла. При этом время нагрева и время охлаждения незначительны, практически отсутствуют выдержка при температуре нагрева. В результате этого, лазерная закалка позволяет:

1. Получить поверхностный слой высокой твердости (для стали 40X - 56-58 HRC);
2. Избежать или минимизировать термические деформации и коробление деталей;
3. Возможность подвергать термообработке только необходимый участок поверхности, а не изделие целиком;
4. Обеспечить глубину закаленного слоя от 0,2 до 1,5 мм.

Примером более эффективного использования данной технологии над традиционными являются исследования «Харьковского политехнического института». Они сравнили значения твердости после объемной закалки, улучшения и лазерной закалки сталей 40, 40X и 38X2MЮА. Результаты были сведены в диаграмму (рис.1).

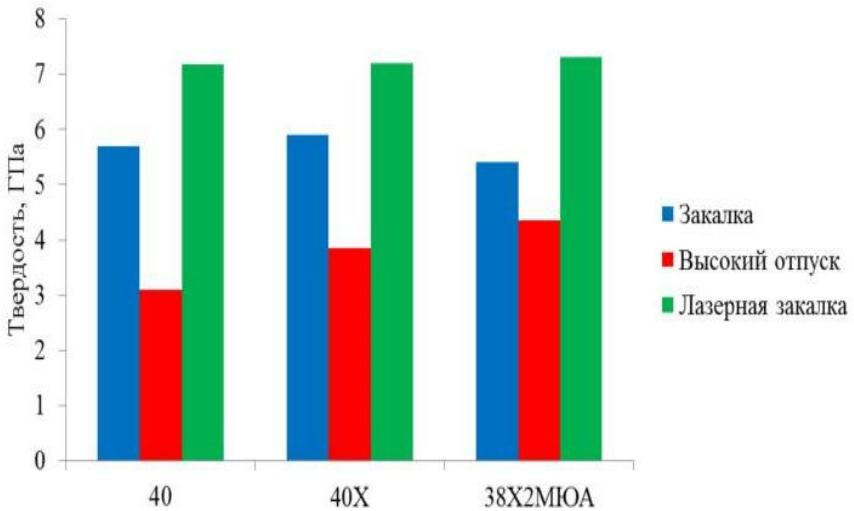


Рис. 1 –Изменение значений твёрдости сталей в зависимости от метода обработки.

Диаграмма показывает, что лазерное упрочнение позволяет повысить твердость поверхностных слоёв в 1,3-1,35 раза по сравнению с объемной закалкой и в 1,7-2,32 раза по сравнению с твердостью сталей, полученной после улучшения.

С помощью данной установки(рис.2)производилось лазерное термоупрочнение.



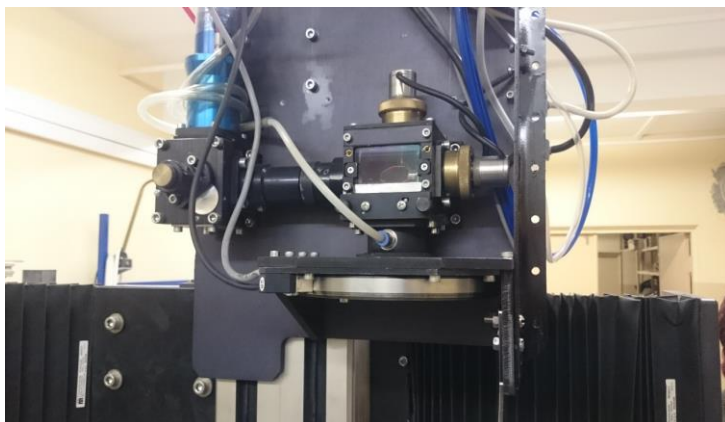


Рис. 2 – Лазерная установка

Лазерное термоупрочнение имеет следующие входные параметры:

- мощность излучения;
- диаметр пятна фокусирования $D_{\text{п}}$;
- время облучения или скорость обработки т.е. скорость перемещения пятна по детали $V_{\text{п}}$;
- распределение мощности по облучаемой поверхности (в пятне).

Для измерения микротвердости использовался микротвердометр марки ПМТ-3. Основными частями которого являются: штатив с предметным столиком и головка с механизмом нагружения.

В качестве испытуемого образца была взята заготовка из стали 40Х, протравленная в 4% растворе HNO_3 , закаленная и отпущенная на твердость 41...48 HRC. Образец подвергался лазерной обработке по следующим режимам: $P=0,5; 0,6$ кВт. На каждом из режимов обработки проводили лазерным лучом так, чтобы на поверхности заготовки оставался след в виде прямой линии (рис. 3). Микротвердость определяли при нагрузке весом 100 г и выдержке 5 сек. Под микроскопом наблюдается чёткий отпечаток в форме ромба (рис. 4).

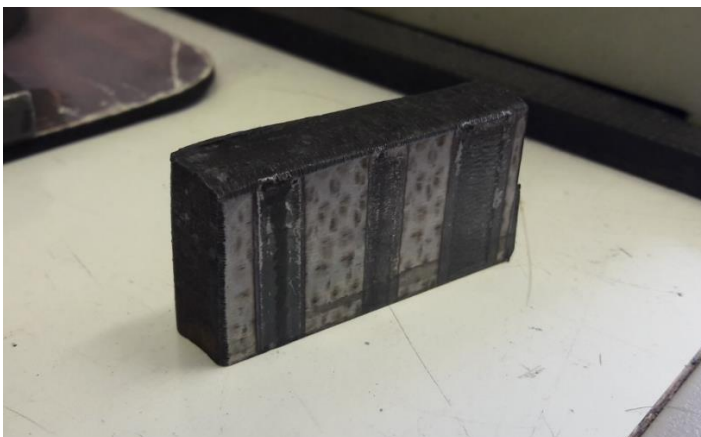


Рис. 3 – Заготовка после лазерной обработки.

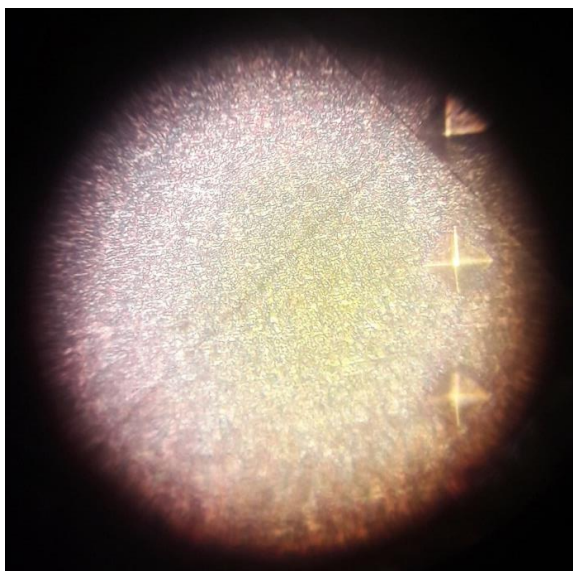


Рис. 4 – Наблюдаемый отпечаток под микроскопом.

В зоне термического влияния наблюдается формирование различных по структуре слоев:

А) Первый слой - зона оплавления, преобладает мартенсит.

Б) Второй слой - переходная зона, наблюдается структуры

отпуска - тростит и сорбит.

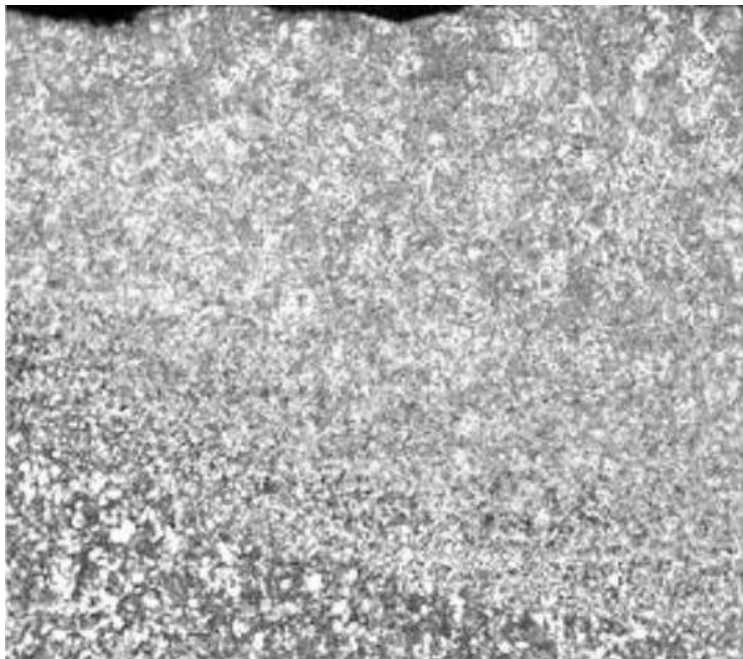


Рис.5 – Микроструктура заготовки

Микроструктура заготовки после упрочнения показана на (рис. 5). Обработав значение твёрдости был получен график зависимости микротвёрдости от мощности лазера по глубине (рис. 6).

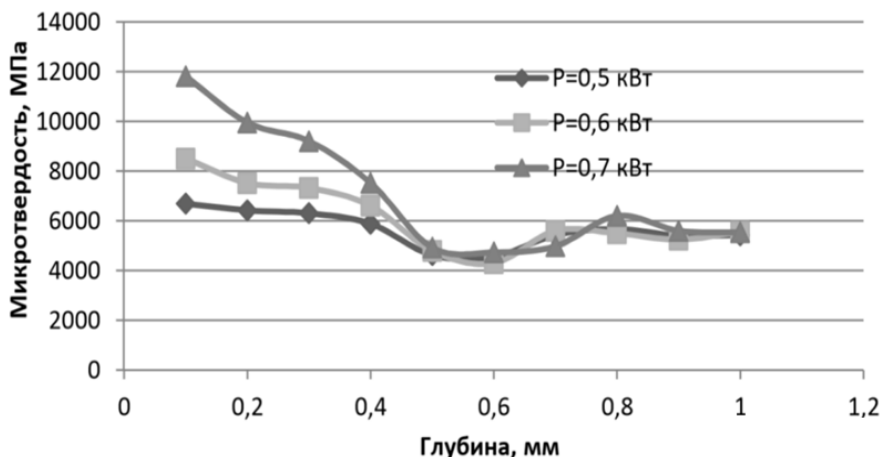


Рис. 6 – График зависимости микротвердости от мощности лазера по глубине.

Измерение микротвердости по глубине показало, что при лазерной обработке происходит увеличение микротвердости в 1,5-2 раза, причем в большей степени при повышенных мощностях лазера

Также образец из стали 40Х был исследован по параметру: скорость обработки. После лазерной закалки с различной скоростью был построен график распределение микротвердости по глубине (рис. 7).

Как видно из графика, при меньших скоростях перемещения луча (300 мм/мин) достигается более высокая твердость по всей глубине упрочненного слоя. Однако очевидным является факт, что для каждого материала существуют свои максимальные пороговые значения твердости и глубины упрочненного слоя. Распределение твердости по глубине слоя после лазерной обработки без переплава для различных материалов можно найти в литературных источниках либо получить на образцах-свидетелях.

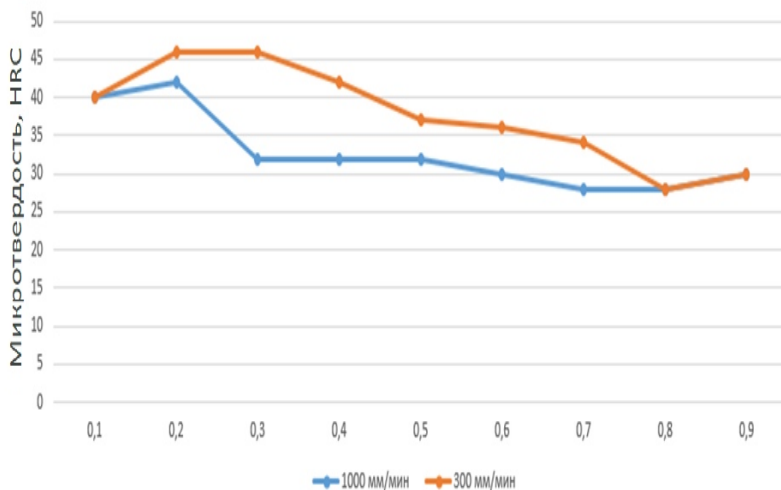


Рис. 7 – Распределение микротвердости по глубине при разной скорости перемещения луча

Поэтому для обеспечения эффективности лазерной закалки на первый план выходит необходимость предварительного расчета требуемой твердости и толщины упрочненного слоя. По результатам этих расчетов далее производится выбор эффективного материала и режимов лазерной закалки на конкретном оборудовании.

В результате можно сделать вывод, что применение упрочняющей лазерной технологии взамен традиционным является эффективным, что подтверждают результаты эксперимента.

Литература

1. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский [и др.] – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Высшая школа, 2001. – 416 с.
3. Surface hardening of gears by laser beam processing. Zhang, H., Shi, Y., Xu, C.Y., Kutsuna, M. / Surface Engineering. Volume 19, Issue 2, April 2003, P. 134 – 136.

Электронное научное издание

НИРС МСФ-2019

**Сборник материалов
75-й студенческой научно-технической конференции**

Секции «Детали машин» и «Механика»

Машиностроительный факультет

Белорусский национальный технический университет

E-mail: mparts@bntu.by
<http://www.bntu.by/msfptm.html>