Встановлена потужність електродвигуна гідравлічного приводу в досліджених випадках визначається, на відміну від електромеханічного приводу, перевантажувальною здатністю електродвигунів серії А0, А02, А2 і не залежать від ПВ %.

Таким чином, порівняльний аналіз регульованого гідростатичного і електромеханічного приводів по потужності і витратам енергії дає можливість повною мірою оцінити переваги гідроприводу.

УДК 621.874.

БАКРАНЬ А.А., КОВАЛЕНКО В.О., канд. техн. наук,
СИДОРЕНКО С.Ю.

ОСНОВНІ КРИТЕРІЇ ОПТИМАЛЬНОСТІ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ КОНСТРУКЦІЇ

Вирішення проблеми реалізації реально-оптимальних проектних параметрів є досить актуальним. В першу чергу, мова йде про критерій оптимальності.

З огляду на специфічні завдання, які вирішуються підіймально-транспортними машинами, генеральним критерієм оптимальності повинна бути прийнята величина питомих приведених витрат на 1 тону транспортованого вантажу, а точніше, різниця приведених витрат між базовим варіантом крана і краном, що проектується з тотожними паспортними параметрами.

Різниця приведених витрат як цільова функція має наступний вигляд:

$$\Delta П = \frac{1}{A}\left(\frac{1}{T_{ок}} \cdot \Delta m \cdot k_ц + C_Б - C_{ПР}\right) \to \max ,$$

де A - річний вантажопотік, т/рік; $T_{ок}$ - термін окупності основних засобів (можливо домовитися і вважати $T_{ок}$ рівним нормативному терміну експлуатації $T_н$), рік; Δm - різниця маси головних балок у базовому і проектованому варіантах, т; $k_ц$ - світова ціна конструкції, віднесена до маси цієї конструкції, у.о.; $C_Б, C_{ПР}$ - річні експлуатаційні витрати у базовому і проектному варіантах, у.о./рік.

Здійснюючи перебір геометричних параметрів балок (товщини поясів, стінок, висоти і ширини балки), визначаємо масив варіантів комплексу геометричних параметрів, який відповідає обмеженню

$$\Delta П_{\max} \geq \Delta П > 0{,}9\Delta П_{\max}.$$

Отримані дані перевіряємо за ознакою відповідності значень параметрів довговічності, вибираємо найкращий варіант - той, який знаходиться в діапазоні максимуму цільової функції і при цьому в максимальній мірі сприяє підвищенню ресурсу головних балок.

Був проведений аналіз стану головних балок, та визначений єдиний параметр довговічності:

$$p = \frac{c}{m} \to \max,$$

де с – жорсткість головної балки, m – її маса.

Визначені таким чином геометричні параметри головних балок забезпечать мінімальні питомі витрати на 1 т вантажу при збереженні режиму роботи крану, зменшення навантаження на його металоконструкцію та позитивно вплинуть на довговічність конструкції.

УДК 62-874, 62-237

БАЛАБУХА В.О.*, *ГРИГОРОВ О.В., докт. техн. наук

ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ЗНИЖЕННЯ ПЕРЕКОСІВ ХОДОВИХ КОЛІС

Мостові крани є одним з найбільш розповсюджених видів підйомно-транспортного устаткування промислових підприємств. Безперебійна робота кранів може бути забезпечена лише за умови високої довговічності і надійності їхніх основних вузлів і деталей. Істотне місце серед них займають ходові колеса.

Проблема перекосів ходових коліс не нова. Вона нараховує близько 150 років – з моменту появи перших кранів мостового типу і актуальна на сьогоднішній день. В даний час стосовно до кранів мостового типу можна виділити декілька її аспектів: знос ходових коліс і підкранових колій; додаткові опори руху; бічні навантаження на підкранові спорудження; навантаження на металоконструкцію крана; робота металоконструкції при перекосах.

Аналіз результатів роботи механізмів пересування кранів і особливо його ходової частини свідчить про недостатню довговічність окремих вузлів, деталей і крана в цілому.

В даний час підвищення довговічності ходових коліс здійснюється, в основному, шляхом збільшення їхньої зносостійкості за допомогою раціонального вибору матеріалу, твердості, виду термічної обробки і т.п.

Підвищення довговічності коліс можна досягти також шляхом зменшення сили і тривалості контакту реборди з рейкою.