

(技術資料)

シテークレーンのプレス曲げブームにおける高剛性 軽量化技術

New Technology for Highly-rigid and Lightweight Telescoping Booms for Wheel Cranes, Fabricated by Bended Metal Sheets



中山浩樹*1

Hiroki NAKAYAMA

A wheel crane with a 70 tonne lifting capacity has been newly developed by KOBELCO CRANES CO., LTD. The crane's weight was reduced to less than 40 tonne by new designs for all components, particularly for the telescoping boom. As a result, the crane has satisfied Japanese regulations for being driven in the daytime, a first for 70 tonne class cranes. Compared with our existing cranes, the new crane has a greater lifting capacity, and its boom, when fully extended, is longer and, when fully retracted, shorter. Thus the new crane is not only compact and lightweight, but also scores high in capability and mobility.

まえがき＝クレーンは近年、現場での作業効率向上のため、大型化・高性能化が推し進められている。公道を自走するホイールクレーンにおいてもその傾向は顕著である。ホイールクレーンは、自動車としての質量規制を受けながら高性能化を達成する必要があるため、軽量化技術が商品力強化の鍵となっている。同時に、道路通行規制厳格運用化の中で、コンプライアンスを順守しながら、よりスムーズかつ安全に現場間を移動したいというニーズも強まっている。

一般に、道路を走行する車両は、運行時の安全確保、道路保全の観点から「道路運送車両の保安基準」および「道路法第47条、車両制限令第3条」により車長、車幅、車高、質量などの規制を受ける。とくに大型のクレーン車は車両制限令の一般制限値を超える車両が多く、道路通行に際しては「特殊な車両」として道路管理者へ特殊車両通行許可申請を行い、許可証の交付を受けなくてはならない。このとき、安全確保と道路保全の観点からA～Dに区分される通行条件が付与され、道路通行時の条件（制限）が設けられる。

車両が大きく、重くなるほど通行条件はDに近づき、徐行、連行の禁止、誘導車配置、通行時間など条件は多くまた厳しくなっていく。したがってホイールクレーンは、軽量コンパクトにすることによって走行利便性が大幅に向上する。

ホイールクレーンを取巻くこのような環境の下、コベルククレーン(株)は公道走行可能な最大吊荷重70tのホイールクレーンを開発した。

開発機では、軽量・コンパクト・クラス最高の吊揚程を備える機械にするため、従来の4プレートブームに替えてプレス曲げブームを採用し、徹底した質量軽減を図

った。さらに、適用される通行条件を緩和するために、車両総重量の低減と走行姿勢時のコンパクト化を徹底的に追求した。

1. 開発目標と開発機の特徴

具体的な開発目標は下記のとおりである。図1には従来機と開発機のサイズ比較を示す。

- ・最大吊荷重：70t（従来機51t）
- ・ブーム全伸長：48m（従来機39m）
- ・車両車軸：4軸（従来機2軸）
- ・車両総重量：40t未満（従来機38.895t）
- ・車体全長：12m未満（従来機12.33m）

上記の目標を達成するため、ブーム全縮長を9.5m（従来機10.16m）とした。さらに、全伸長は従来機（39m）を上回る48mを達成するため、7段構成（従来機5段）

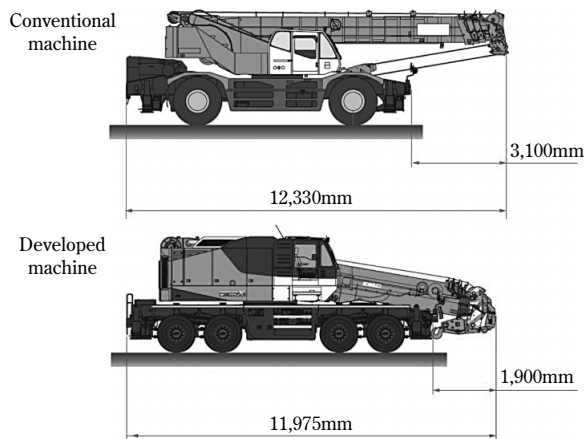


図1 開発機（70t）機と従来機（50t機）のサイズ比較
Fig. 1 Size comparison between developed and conventional machines

*1コベルククレーン(株) 開発本部 要素開発部

とした。その結果、車両からのブーム突出長を3.1mから1.9mに大幅に減少させることができ（図1）、車両全長11.975mを達成した。

また、上記の車両コンパクト化に加え、車軸の増加、最大吊荷重、および最大揚程の向上を達成しながら、同時に車両総重量を39.995t（従来機比1.1t増）に抑えることができた。その結果、車両通行条件のD条件が適用される50～70tクラスの機械としては初めてC条件に適合する機械となり、昼間走行を可能にしたことにより、現場間移動にかかわるオペレータの負荷軽減に貢献している。

上記のような車両の軽量化・コンパクト化を図る一方で、ブーム全伸長をクラス最長の48mとし、1クラス上位機種種の作業も代替できる高所作業性を実現した。

ホイールクレーンのブームには入れ子式が用いられる。走行時のコンパクト性を目指せば作業時の最長ブーム長も短くなる。逆に、作業時のブーム長を重視すれば走行時の最縮ブーム長が長くなり、移動利便性や走行安全性を阻害する。

本開発機は、従来機の5段ブーム（入れ子式で4段分のブームが伸長する）から7段ブームへの多段化を図ると同時に、ブーム全伸長は従来機の39mから48mへと大幅な長尺化を図った。多段化、長尺化は大幅な質量増加要因であるため、本開発では下記3点の取組による徹底的な質量軽減を実施した。

- ①ブーム間の摺動（しゅうどう）装置（以下、スライディングパッド、あるいはパッドという）を改良し、より狭いスペースで配置できるようにした。
- ②最軽量になるよう、断面形状を最適化した。
- ③有限要素解析を用いて詳細な強度評価を行い、ブーム付属構造物における強度上余分な質量を徹底的に排除した。

以下に、上記3点について詳述する。

2. ブーム構成

70t機のブーム構成を図2に示す。全縮長9.5m、全伸長48mの7段入れ子式ブームである。ブーム内にはロッドが2段階伸長する2本の伸縮シリンダが内蔵されており、2～4段を単独で伸縮させ、ワイヤロープとシーブを用いて5・6・7段を同時伸縮させる。

図3に70t機のブーム断面形状を示す。上半分は両隅にRを持つコの字形状であり、下半分は全体にRで構成されたU字形状である。ブーム間には隙間を設けており、先端側のブームは隙間分だけ断面が小さくなるが、

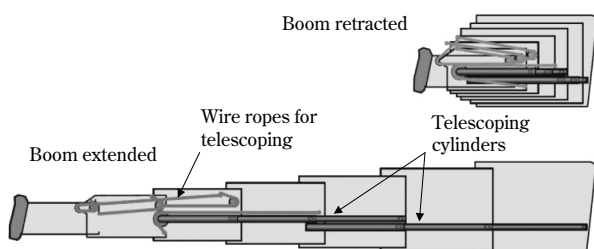


図2 70t機ブーム構成
Fig. 2 Composition of developed boom

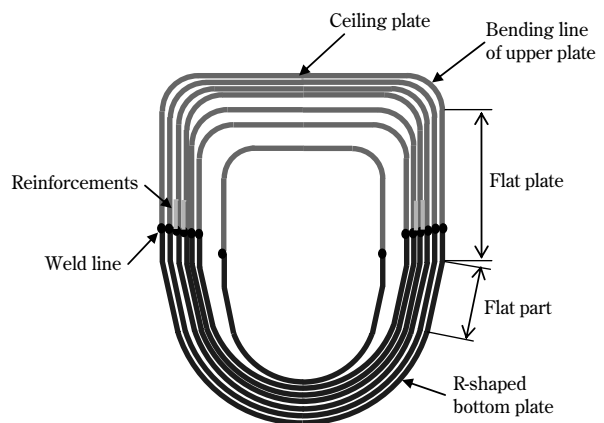


図3 70t機ブーム断面形状
Fig. 3 Section shape of developed boom

全段ほぼ相似形としている。

ブームの前端内側と後端外側には、ブームを滑らかに摺動させるため、また、吊荷重を効率よく後方ブームに伝達させるために樹脂製パッドが設置されている。ブーム後端には、ブーム剛性の増強やパッド収納、伸縮装置（シリンダ、ロープ、シーブ）の係留を目的としてブーム断面とほぼ同じ形状のサイドプレートが溶接されている。

3. パッド構成の工夫による軽量化

プレス曲げブームの場合、ブーム間に設置するスライディングパッドの構成がブーム質量に大きく影響する。

スライディングパッドを厚くすると、ブーム間の隙間を大きく取る必要が生じ、先端側に行くほどブームの断面を小さくせざるを得なくなる。また、パッドの固定に（長手方向の）空間を使用すると、ブーム伸長時の差込み長が短くなってしまふ。パッドをコンパクトにブーム内に配置しないと強度・剛性上著しく不利な設計を強いられることになる。

以上の理由から、軽量化に重要な要素として、プレス曲げブーム用の各種パッドを新たに開発した。それらのパッドのなかで、ブーム前端下部に取付けるパッドについて以下に詳述する。

3.1 4プレートブームのパッド構成

4プレートブームのパッド構成を図4に示す。4プレートブームの前端下部パッドは、底板と側板下部に左右1対ずつ計4箇所にて設けている。このため、ブームの全縮状態において側板パッドの取付けに必要な長さだけ各段が突き出た格好になっている。

ここで、全縮状態でブーム各段の突出長を大きくとると、構造上の大きなデメリットが生じる。つまり、ブームを伸長した際、側板パッドを取付けるスペースが不要で突出長0mmのブームに比較して、同じ全伸長であれば差込み長を短くできる。逆に、差込み長を同等に保つと全伸長が短くなる。とくに、先端側では後方ブームの突出長が累積するため、例えば、突出長が100mmの7段ブームであれば、差込み長が先端で600mm長くなる。差込み長はブームの強度・剛性に直結するため、本パッド構成は軽量化の大きな妨げとなる。

また、底板パッドは上記突出長より長い、外側ブームの内面にパッドを保持するパッドキャリアを溶接しており、外側からパッドキャリアとパッドを固定できるようにしている。このため、ブーム底板には固定用の孔を設けている。4プレートブームであれば、孔を設けるため周囲を張り板補強することができるが、プレス曲げブームでは曲面に張り板補強することになり現実的ではない。

3.2 ブーム前端下部パッドの構成

今回採用したブーム前端下部パッドの構成を図5に示す。70t機のパッド構成は、パッドキャリアと短冊状のパッドからなる。R部分のパッドキャリアは、樹脂平板にパッドを取める溝を掘り、さらにそれらの溝間に切込み溝を入れることによってブームRに沿わせるように曲げ加工して構成している。パッドキャリアは容易に組立られるよう、中央と左右の3枚に分割している。

ブームの内面にはストッパ(鋼板)が溶接されており、ストッパの前端面がパッドキャリア後端面を支持し、パッドキャリアが後方へ脱落するのを防止している。

本パッド構成の利点は下記のとおりである。まず、ストッパおよびブーム前端部からボルト止めするパッドカバーでパッドを固定するため、ブーム長手方向と厚み方向のスペースが最小で抑えられる。また、パッドはパッ

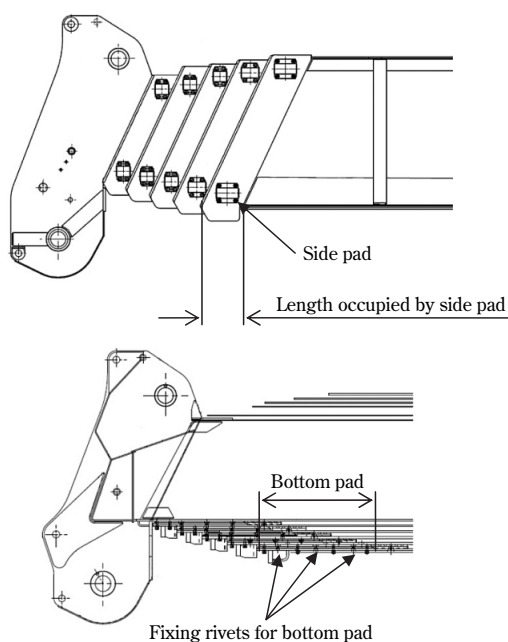


図4 ブームのスライディングパッドの構成(上:外観,下:断面)
Fig. 4 Composition of sliding pads for 4 plate-boom (upper: outside view, lower: inside view)

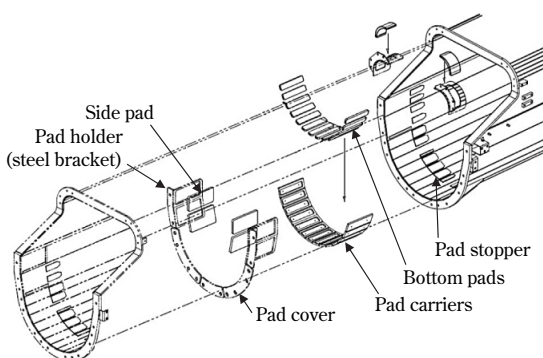


図5 70t機のスライディングパッドの構成
Fig. 5 Composition of sliding pads for developed boom

ドキャリアにはめあわせているだけで固定していない。このため、ブームの製作誤差に応じた厚みのパッドを選択することができ、実R形状にフィットしたパッドとすることができる。

以上の利点から、ブームの断面および差込み長を最大化することが可能となり、軽量化に大きく貢献した。

4. ブーム断面形状最適化による軽量化

ブーム断面は、両隅にRを持つコの字形の上部、およびブーム幅を直径とする半円を含むU字形の下部を側面となる平板で溶接接合した単純形状(図6左側断面)を基本的な形状とした。その後、質量の軽減を図りつつ断面の耐座屈性能を向上させてきた。

70t機で採用したブーム断面の形状を、図6右側、および、比較しやすいよう、左側に点線で示した。底部R形状はブーム幅より小さい直径からなる円弧とし、その円弧と側板を円弧の接線で結んだ。この形状の利点は、下記4点である。

①基本断面より断面積が小さくなり、軽量化を図れる。

図6左に示した基本形状(実線)と70t機断面(点線)を比較すると、平板部とR部で基本断面より断面線長が短くなっていることがわかる。

②円弧が小さくなり、弾塑性座屈が起こりにくくなる。

同じく図6で比較すると、70t機断面の方が、底板R形状が小さくなっていることがわかる。断面2次モーメントが減少し、はりとしての座屈は起こしやすくなるが、円弧が小さくなり、壁面座屈を起こしにくくなる。板厚とRの大きさで座屈荷重が最大となる組み合わせが存在し、今回はその最適値に近い構成を、平板部を取り入れることで実現した。

③側板の座屈板幅(断面では高さ)が短くなり、側板座屈が起こりにくくなる。

図6の左右断面を比較すると、側板平板部は70t機断面の方が、(高さ方向の)幅が低い。これにより側板の壁面座屈が生じにくくなる。

④側板の圧縮力が作用する範囲(断面下側)が減るため、側板座屈が起こりにくくなる。

図6の左右断面を比較すると、側板平板部は70t機断面の方が高い位置にある。吊荷重時、ブームは曲

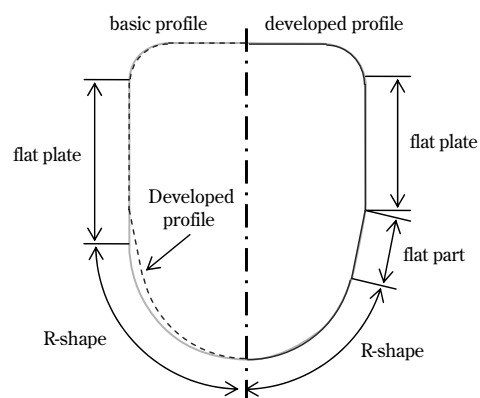


図6 ブーム断面の基本形状と70t機の形状の比較
Fig. 6 Comparison between basic and developed profiles of the boom section

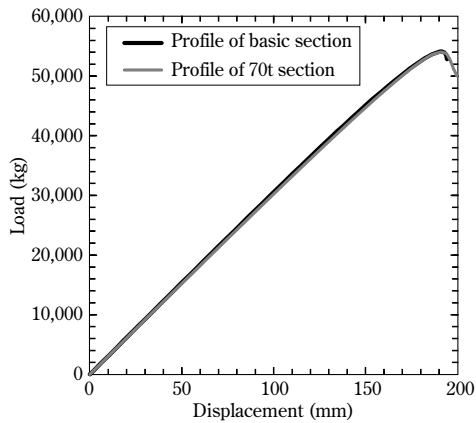


図7 基本形状と70t機形状の強度比較

Fig. 7 Comparison of strength between basic and developed sections

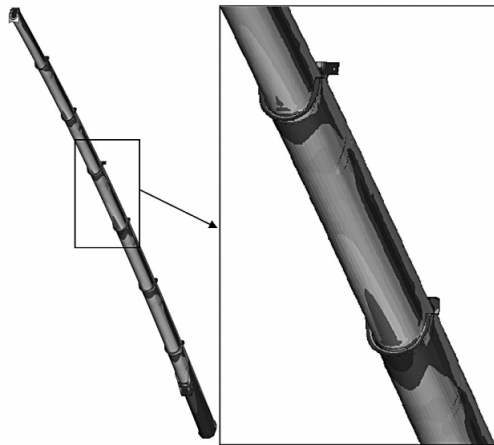


図8 ブーム有限要素解析結果例（全伸・定格総荷重吊り時ブーム表面応力分布）

Fig. 8 Result of FEM analysis for developed boom (Stress distribution on surface of entire boom with boom fully extended and maximum lifting weight applied)

げ荷重を受けるため、断面上部が引張応力域で下部が圧縮応力域になる。平板部がより引張領域に位置するため、壁面座屈は生じにくくなる。

基本形状および70t機断面形状の2段ブームを対象に有限要素法(FEM)による弾塑性解析を行った。図7にその結果（荷重-変位曲線）を示す。両者の最大荷重に大きな差はなく、断面積を小さくしながら同等の性能が得られることがわかる。一方で、70t機断面では断面積減少により、基本ブームで10kg、7段ブーム全段で約40kgの軽量化を達成した。

最適化された断面形状をもとに、汎用有限要素解析ソフト「ABAQUS」を用いて強度・剛性評価を実施した（図8）。スライディングパッド部の接触解析、ブームたわみを考慮した大変形解析などの非線形解析を実施することによってより実現象に近い挙動を解析評価することができ、軽量化に貢献した。なお、数値解析による評価に加え、実機を用いたひずみ計測によっても強度の確認を行っている。

5. ブームサイドプレートの軽量化

5.1 軽量化の考え方

ブーム本体を軽量化した後、ブームに付属する構造物の軽量化に取り組んだ。ここでは、サイドプレート（図9）

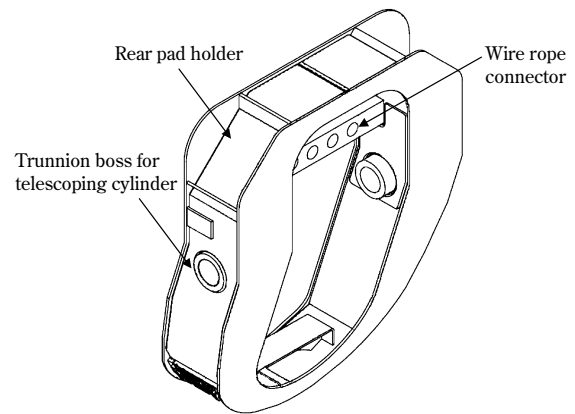


図9 70t機4段ブームサイドプレート

Fig. 9 Side plate of 4th boom

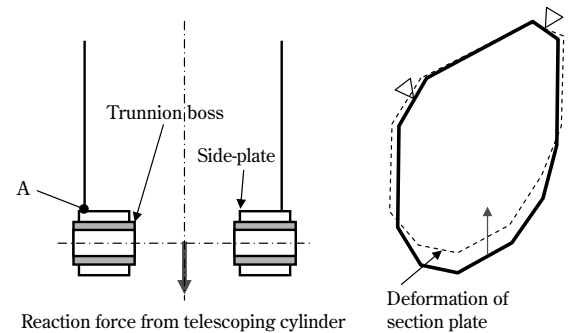


図10 4段サイドプレート構造の模式化

Fig.10 Schematic of side plate

(left : section of side-plate, right : typical deformation of side-plate)

と呼ばれるブーム後端の補剛部材のうちの4段ブームサイドプレートを取上げる。

サイドプレートの役割は、突上げ反力に対する荷重支持、パッドの保持および伸縮機構の締結である。各段のサイドプレートには隣接するブームとの荷重伝達を行うパッドが設けられており、とくに上方に設けられたパッドには突上げ力の反力が作用する。また、2～5段ブームのサイドプレートには伸縮シリンダが締結され、4段、6段ブームには伸縮ロープが係留される。これらの伸縮機構による反力も荷重として作用する。

4段ブームサイドプレートの構造および変形様式を模式化すると図10のようになる。図10の左図は、図9の水平断面を示している。サイドプレートは左右一対の箱状補強部材から構成されており、図10右に示すように、上部パッド（△部）を拘束され、上方に押し付けられるような荷重を受ける。

したがって、パッド反力に耐えうる構造としては、パッドにつながる縦方向部材の座屈を防止し、図10右に破線で示したようなブーム断面の潰れを防止する構造でなければならない。そのため、左右一対のボックス状に形成した上で、天板、底板付近もできる限り部材の高さを稼ぎ、座屈・断面潰れに対応する。

一方、サイドプレートに設けられた伸縮シリンダ締結ボスは、伸縮シリンダの反力を図10左図に示した方向に受ける。このとき、ブーム側板とサイドプレートの締結部（A部）にはモーメントが作用する。したがってこの部分は、ブームとサイドプレートの溶接を段差なく、溶

接線長を長くするように接合しないと応力集中が発生しやすいことがわかる。

以上の考え方で構造を決定し、FEM解析結果に基づいた板厚の検討を行うことによって軽量のサイドプレートを設計することができる。

5.2 FEM解析による軽量化

プレス曲げブームでは4プレートブームより板が薄いためパッドが接触するブームの剛性が比較的低い。そのため変形しやすいことやブーム本体が曲面で接触することなどから、パッド側に等価な拘束条件を導入してブーム単体でモデル化することが難しい。そのため、評価対象サイドプレート（ここでは4段サイドプレート）とその外側で形成する差込み部をモデル化し、パッドとブーム本体との間で接触境界条件を与えた非線形FEM解析を実施した。荷重条件として、4段ブームの先端に吊荷重を負荷し、3段ブームの後端を固定とした。

図11に解析に用いたモデルと境界条件を示す。サイ

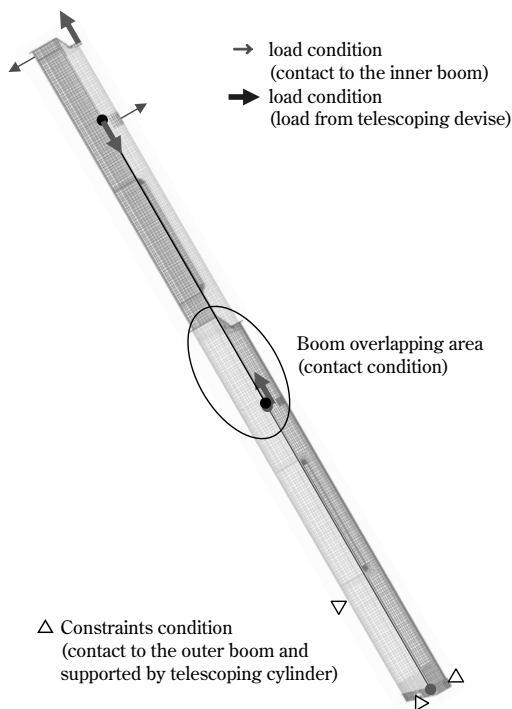


図11 4段サイドプレートのFEMモデル図と境界条件

Fig.11 Finite element model and boundary condition for 4th boom

ドプレートにとって最も過酷な条件として、差込み前端部のモーメントが最大となる条件、および4段後端上部パッドの突上げ反力が最大となる条件の2ケースを選択した。

このようにしてすべての段のサイドプレートを対象に有限要素解析を実施することにより、質量を最小限に抑えることができた。

6. 軽量化のまとめ

70t機ブームに対して、パッド構成の工夫、ブーム断面形状の最適化および付属構造物の徹底的な軽量化により、50t機である従来機と質量は同等でありながらブーム最伸長を23%長く、最縮長を7%短くするなど、従来機を大幅に上回る性能(表1)を有する機械とすることができた。

表1 70t機と従来機(50t機)のブーム能力比較

Table 1 Comparison of lifting capacity between developed and conventional machines

	Developed machine	Conventional machine
Extended boom length (m)	48	39
Retracted boom length (m)	9.5	10.16
Number of sections	7	5
Maximum lifting capacity (ton)	70	51
Weight of steel works	Equivalent	

むすび=70t機のブーム開発では、パッド構成、断面形状、サイドプレートの最適化を合わせて同時に取組んだ結果、1クラス上位のブーム長を実現させることができた。

今後は、本プレス曲げブームの軽量化・高剛性化技術を用いて他機種への展開を進めるとともに、作りやすさも追求した低コスト高付加価値ブームの開発を行っていく所存である。