

摘 要

Y 318893

对于集装箱吊运机的研究,我国起步较晚,尤其是对其结构动态特性的研究更是很少有人接触。在总结前人的工作并借鉴其它机种研究成果的基础上,本文用有限元法对其结构的动态特性进行了研究。

本文主要做了以下几方面的工作:

- 1 对集装箱吊运机进行了建模。
- 2 计算了不同工况下的模态参数。
- 3 对频率和振型进行了详细的分析。

4 本文还试探性地对机械结构的设计方法进行了研究,即在设计阶段就利用有限元的分析方法对结构的动态特性进行研究,并在计算过程中改变不同的设计参数进行计算,根据所得到的最佳计算结果选择其所对应的设计参数,从而一次性就可以得到较好的设计。

关键词: 集装箱吊运机 结构 动态特性

ABSTRACT

The research on the container cranes is carried out only in recent years in China. As whose constructure dynamic characteristic is concered ,little work has been done. Based on the work which has already been done in this field and the achievement from the similar research ,the construct dynamic characteristic of the container cranes is studied with finite element method.

The main research interests are concerned in the following aspects:

1. The model of the container crane is made.
2. The model parameter of the container crane model made is caculated in different working condition.
3. The detail analysis on it's frequency and vibration model is given.
- 4.The exploratory research on the design method of machineary constructure was also considered.That is to say, by modifying the design parameter and comparing the corresponding calculation results which comes from the FEM method.The optimum design parameter was picked out for only once.

[keywords]: container crane, structure, dynamic characteristic

第一章 总论

集装箱运输是一种先进的运输方式，采用集装箱运输可以节省包装费用，保持货物完整，便于使用机械进行装卸搬运，减轻工人装卸劳动强度，提高装卸效率，加速运输船舶和车辆的周转，降低运输费用。

集装箱吊运机就是其中一种比较先进的集装箱装卸、搬运机械，它能够对集装箱进行装、卸和堆垛作业，国外已广泛地应用于车站、码头、货场和集装箱中转站。

§1.1 集装箱吊运机装卸作业特点

集装箱吊运机和动臂无轨运行起重机的原理相似，为了装卸集装箱，设有专用的吊具，使其成为一种专用的集装箱装卸搬运机械。集装箱吊运机的特点主要有：

1. 有可伸缩和旋转的吊具，因此特别适合在货场作业。由于吊臂可以伸缩，能用于 20'，30'，及 40' 大型集装箱装卸作业。由于吊具可以旋转，所以在吊装集装箱时吊运机不一定要与箱子垂直，可以与箱子成夹角吊装。在起吊后又可转动吊具，使箱子与吊运机处在同一轴线上，以便通过比较狭窄的通道。吊具可以左右移

动，便于在吊装时对箱，从而提高生产效率。吊具悬挂在吊臂上，可以随吊臂转动，当吊运的集装箱不水平时也可以正常操作。因此，集装箱吊运机几乎可以在任何条件下都能较好的进行集装箱作业。

2. 有能带载变幅的伸缩式吊臂。在作业时，可同时实现整车行走，起升和臂的伸缩，很容易满足操作的要求，作业效率高。

3. 能堆码多层集装箱及跨箱作业，在设计时吸取了叉车和跨运车等集装箱搬运机械的优点，并考虑了这些机械的不足，因此它能完成其它机械所不能完成的作业，提高了堆场的利用率。

4. 具有多种保护装置。由于集装箱吊运机是流动机械，而且吊臂可带载伸缩和举升，因此必须有足够的保护装置来确保安全操作。

综上所述，集装箱吊运机有比其它集装箱搬运机械更优越的性能和特点。由于它的机动性强，稳定性好，堆码层数高，堆场的利用率高等优点，所以被广泛运用于码头、集装箱货场、中转站及铁路场站等搬运频繁、搬运量大的场合。我国改革开放以后，随着商业贸易的不断发展，进出口货物的不断增多，对集装箱搬运机就提出了更高的要求。因此开展集装箱吊运机的研究与开发，对提高经济效益非常有益，对我国实现社会主义现代化有着非常重要的现实意义。

§1.2 国内外集装箱吊运机的

研究现状及发展趋势

一、国内外集装箱吊运机的研究现状

国外研究集装箱吊运机的时间较早。美国从 1957 年就开始进行研究，在开始阶段起重量小，吊运机的品种单一。到 1965 年美国的

怕色科公司 (PACECO) 开始大量制造岸边集装箱起重机。随后美国的克拉克设备公司研制出 CLARK 525 型跨运车、轮胎式集装箱龙门起重机、大型叉车、货场用的牵引车。在 1967---1976 年间是集装箱吊运机的发展阶段, 在此间美国, 欧洲, 日本也都相继制造了各种不同的集装箱吊运机。1973 年国际标准化组织正式颁发了 ISO 668---1973 《货物集装箱外部尺寸和重量》标准, 此后经过两次修订。集装箱标准化为集装箱装卸机械的选型提供了依据。在这十年中, 世界各国集装箱装卸机械的品种, 规格和数量日益增多, 制造集装箱装卸机械的厂家也大量增加, 性能结构也得到不少改进。1977 年以后, 在集装箱装卸机械化工艺方面着重于研究提高整个系统的生产效率, 进一步研制操作简便, 经久耐用, 节约能耗, 安全可靠的装卸搬运机械。

我国从 1975 年才开始着手进行集装箱装卸机械的研制, 工作起步较晚, 到 1979 年前后才研制出第一批岸边集装箱起重机、集装箱跨运车、牵引车和叉车等, 并于 80 年代初在广州港机厂仿制了一台 40' 的集装箱吊运机。

二. 集装箱装卸机械的发展趋势:

1. 采用新的设计方法

为了进一步改进集装箱装卸机的性能结构, 提高产品质量, 降低成本, 可以采用优化设计、可靠性设计和电子计算机辅助设计 (CAD) 等新的现代设计计算方法。通常设计起重机采用的应力校核和按材料力学或结构力学进行计算的方法, 已经难以满足新的要求。在起重机的结构设计上, 通常按照静态分析, 采用许用应力或按极限状态法进行计算, 当今已被认为不尽完善, 而用动态分析的方法来研究结构的动态特性, 借以判断机械设计的质量。

2. 操作简便舒适

由于集装箱码头和货场的装运机械要连续不断地进行作业，并达到理想的装卸效率，现代化装卸机械的工作速度也在不断提高，操作人员需进行紧张的工作。为了提高工作效率，减少事故，必须设法改善操作人员的工作效率，使其在操作过程中简便舒适。

3. 机械完好率高，停机时间少

机械的总停机时间等于事故、故障和维修时间的总和，在机械设计时要力求把这些因素压缩到最低限度。应选用实际使用证明性能良好、经久耐用的整件和零部件，对于结构的设计稳定性要好。

4. 经久耐用可靠性高

集装箱装卸机械大都属于大型机械设备，初期投资大，设备折旧费高，因而用户越来越多地注意到机械设备的使用寿命，要求做到可靠性高，经久耐用，特别以内燃机为动力的流动装卸机械，要努力把使用寿命提高到 30000~50000 小时。

5. 节约能源

能源消耗是集装箱搬运机械的经常性主要费用项目，因而降低能耗对降低装卸成本具有相当大的意义，特别是石油来源比较紧张的国家，将会越来越多地注意动力的选择和能源消耗降低问题。

6. 安全可靠

对于集装箱装卸机械的安全可靠性，应从机械的基本设计和安全装置两个方面加以考虑。基本设计包括结构自身的稳定性、驱动和控制系统的性能，操作方法的复杂程度，以及机械在各种作业条件和各种位置的视线保证等。安全装置不仅仅是要考虑对超负荷、超线界的限制，而且还应研究对潜在不安定因素的警告措施，诸如对于机械将会发生超速、超负荷、超越线界、制动失灵、控制失效等不安全状况作出预报，提醒操作人员采取措施或自行处置。

7. 采用更合理的车架结构与伸缩臂式结构

随着优化、有限元和计算机技术的飞速发展，对研制科学合理

的车架结构已成为可能。合理的车架结构不仅能充分发挥材料性能，减轻自重降低成本，更主要的是由于车架是整台起重机的承载机体，其结构的合理与否，直接影响到整机的各项性能。伸缩式吊臂较定长式吊臂具有机动灵活、结构紧凑、环境适应能力强等特点。

8. 采用液压传动技术

液压传动技术具有结构紧凑、运行平稳、调速性好、操纵简便省力、易于实现安全保护、通用化程度高等优点，已在工程机械中有许多成功的应用范例，国外在起重机、装卸机械设计和生产中已成熟地应用了该技术。

§1.3 本论文的主要任务

起重运输机是一种工作十分繁忙的重型机械，为保证其正常工作，对起重运输机金属结构提出了许多要求。

起重运输机金属结构的自重应力求轻巧，起重运输机金属结构的重量约占整机重量的 40~70%，巨型起重机则可达 90% 以上，由于起重机是移动的，因此减轻自重，不但可以节省原材料，而且也相应地减轻了机构的负荷和支承结构的造价。

有些结构受到显著的动载荷作用，如房屋、水坝等建筑受地震的作用；船舶受海浪的冲击；车辆由于路面不平而受到的振动等等；必须进行动力分析。有的构件虽然受到的动载荷并不显著，按其大小似乎也可以忽略不计，但由于作用力的频率与结构的某一固有频率相接近，结构往往也会引起显著的振幅，在其内部产生很大的动应力，以至使结构破坏或产生不允许的变形，因此必须进行振动分

析。

计算分析方法通常有两种：一种是引入简化假设，用解析法求得问题在简化状态下的近似解，这种方法并不总是可行的，因为由于计算者为了使计算量尽可能地少，而将力学模型进行简化处理，这将导致计算误差的增大，甚至得出错误的结果。另一种方法是保留问题的复杂性，利用数值计算方法求得问题的近似解，如有限元法，它适用于较复杂的力学模型。

本文以集装箱吊运机为例，根据现代有限元的最新理论，利用计算机这个当今最有力的数值分析工具，采用有限元中的模态分析法，对集装箱吊运机的结构进行建模、计算，并对结果进行详细的分析与论述，得出该结构的前五阶频率与振型，从而为结构的动态设计提供依据，最终达到提高产品质量。

第二章 有限元方法与有限元软件

§2.1 用有限元进行动态特性分析的基本原理

结构的动态特性是判断机械设计质量好坏的重要依据，它直接影响到整机的性能和使用寿命，动态特性分析可借助于传递函数或有限单元法来完成，本文在对集装箱吊运机的动态特性进行研究时，采用的就是有限单元法。

集装箱吊运机本来是一个无限多自由度系统，它是一组分布质量的弹性连续体。但为了进行实际分析及节省计算时间，我们利用有限元法离散化原则，将质量和惯量凝聚为有限多个自由度体系，同时把整机系统的各部件的质量（发动机、荷重、司机室、传动系统、液压系统、配重等）以相应的集中质量来表示，把车架、吊臂、转向桥的分布质量凝聚到有限个节点上，节点的多少视构件的截面大小变化情况以及计算精度来确定。

根据弹性系统动力基本方程可以写出

$$[M]\{\ddot{\delta}(t)\}+[C]\{\dot{\delta}(t)\}+[K]\{\delta(t)\}=\{F(t)\} \quad 2-1$$

式中：

[M]——系统的质量矩阵；

[C]——系统的阻尼矩阵；

[K]——系统的刚度矩阵；

$\{\ddot{\delta}(t)\}$ ——广义加速度列向量；

$\{\dot{\delta}(t)\}$ ——广义速度列向量；

$\{\delta(t)\}$ ——广义位移列向量；

$\{F(t)\}$ ——为激振载荷列向量。

当忽略阻尼时 (2—1) 式改写为：

$$[M]\{\ddot{\delta}(t)\} + [K]\{\delta(t)\} = \{F(t)\} \quad 2-2$$

当弹性系统不存在外界干扰载荷时，则成为弹性系统的无阻尼自由振动问题。其方程为：

$$[M]\{\ddot{\delta}(t)\} + [K]\{\delta(t)\} = 0 \quad 2-3$$

这是一个二阶常系数线性齐次常微分方程组。

弹性体的自由振动总可以分解为一系列简谐振动的迭加，为了确定弹性体自由振动的周期和固有频率及相应的振型，设简谐振动形式的解为：

$$\{\delta(t)\} = \{\phi\} \cos(\omega t + \varphi) \quad 2-4$$

式中：

$\{\phi\}$ ——位移 $\{\delta(t)\}$ 的振幅列向量（即振型）；

$\{\omega\}$ ——与该振型对应的频率；

$\{t\}$ ——时间；

$\{\varphi\}$ ——相位角。

把 (2—4) 式代入 (2—3) 式得：

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\} = 0 \quad 2-5$$

要求形如 (2—4) 式的简谐振动的解，就转换成要找广义特征值 ω^2 和广义特征相量 $\{\phi\}$ ，这种问题叫广义特征值问题，由于 $[K]$ 及 $[M]$ 都是正定矩阵，令广义特征值 $\omega^2 = \lambda$ ，则 (2—5) 式可写

成:

$$([K] - \lambda[M])\{\phi\} = 0 \quad 2-6$$

由于 $\{\phi\}$ 不是零向量, 要满足 (2-6) 式必须矩阵 $([K] - \lambda[M])$ 的行列式为零。设结构离散化后有 n 个自由度, 则结构的刚度矩阵 $[K]$ 和质量矩阵 $[M]$ 都是 n 阶方阵, 其行列式可表示成:

$$\det([K] - \lambda[M]) = \begin{vmatrix} k_{11} - \lambda m_{11} & k_{12} - \lambda m_{12} & \dots & k_{1n} - \lambda m_{1n} \\ k_{21} - \lambda m_{21} & k_{22} - \lambda m_{22} & \dots & k_{2n} - \lambda m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} - \lambda m_{n1} & k_{n2} - \lambda m_{n2} & \dots & k_{nn} - \lambda m_{nn} \end{vmatrix} = 0 \quad 2-7$$

公式 (2-7) 称为广义特征方程。由 (2-7) 式的展开式可知, 式 (2-7) 是 λ 的 n 次代数方程, 因此有 n 个广义特征值 λ_i (其中 $i=1, 2, 3, \dots, n$)。

这是一个典型的特征值问题, 如果 $[K]$ 和 $[M]$ 矩阵为 n 阶, 一般情况下, 将有 n 个不同的角频率 ω 。对于每一个自振频率可由 (2-5) 式确定一组节点的振幅值 $\{\phi_0\}$, $\{\phi_0\}$ 的幅值大小是可以任意设定的, 但各节点的振幅值必须互相保持一定的比值关系, 它们所构成的向量, 称为特征向量, 在工程上通常称为结构的振型。

结构系统的动力分析方法之一是利用振型迭加来进行, 它首先要求出广义特征问题的解, 一般的动力分析只需要最低的 nf 个特征值和特征向量就够了。由于它们都满足 (2-6) 式, 即满足:

$$[K]\{\phi_j\} = [M]\{\phi_j\}[\lambda_j] \quad 2-8$$

式中: $j=1, 2, 3, \dots, nf$;

$[\lambda_j] = \text{diag}[\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{nf}]$ 为由 nf 个特征值组成的对角

矩阵;

$\{\phi_j\}$ 为自由振动的振型。

本文采用 Algor FEAS 有限元程序进行计算, 特征方程的特征值和零部件相应的特征向量计算时, 由于刚度矩阵可以整个存放在内存中, 可采用行列式搜索法, 整机计算时采用子空间迭代法, 这样可以求出各节点在自由振动中位移的一般解。子空间迭代法是一种适合于自由度数较多、矩阵阶数较高的特征对问题, 它是瑞利——李兹法和反迭代法的综合。

由瑞利——李兹法, 从构件的最大动能与最大位能相等条件有:

$$\frac{1}{2} \{\phi\}^T [K] \{\phi\} = \frac{1}{2} \{\phi\}^T [M] \{\phi\} \omega^2$$

由上式可得:

$$\omega^2 = \frac{\{\phi\}^T [K] \{\phi\}}{\{\phi\}^T [M] \{\phi\}} \quad 2-9$$

如果已经知道第 i 阶特征向量 $\{\phi_i\}$, 便可以由上式求出第 i 阶固有频率的精确值, 但通常只能给出 $\{\phi_i\}$ 的近似值, 因而求出的 ω 也是一个近似值。一般说来, 用上式求基频时, 即使所给出的振型比较粗糙, 仍可以算得相当好的近似值^[15]。

对于无限多自由度体系的瑞利——李兹法是预先给出若干近似振型, 然后对这些振型进行最佳的线性组合, 算出若干阶的近似频率值。在实际计算时, 尽管在预测的所有振型中, 有的振型可能预测得很差, 但这些振型的加入, 并不会使最终算出的频率变得更坏些, 而一般说来, 总能使其结构有所改善。并使所求得的振型比预测的振型更接近于实际振型。

若欲求的特征对为 p 阶, 应预测的振型为 q 阶, 为有良好的计算结果, 应取 $q = \min(2p, p+8)$, 其 q 个振型的线性组合为

$$\{\phi\} = \beta_1 \{\phi\}_{(1)} + \beta_2 \{\phi\}_{(2)} + \cdots + \beta_q \{\phi\}_{(q)}$$

式中 $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ 为待定常数,

$$\text{令 } [X] = [\{\phi\}_{(1)} \{\phi\}_{(2)} \dots \{\phi\}_{(q)}]$$

$$\{A\} = \{\beta_1 \ \beta_2 \ \dots \ \beta_q\}^T$$

$$\text{则有 } \{\phi\} = [X]\{A\}$$

2—10

把 (2—10) 式代入 (2—9) 式有:

$$\omega^2 = \frac{\{A\}^T [X]^T [K] [X] \{A\}}{\{A\}^T [X]^T [M] [X] \{A\}}$$

$$\text{令 } [K]^* = [X]^T [K] [X]$$

$$[M]^* = [X]^T [M] [X]$$

2—11

$$\text{则有: } \omega^2 = \frac{\{A\}^T [K]^* \{A\}}{\{A\}^T [M]^* \{A\}}$$

为了选择最优的 $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_q$ 的组合即选择一个最优的列向量, 使 ω^2 获得最小值, 这就要求

$$\frac{\partial \omega^2}{\partial \{A\}} = 0$$

利用关于二次型对向量求偏导的法则, 可得

$$2[K]^* \{A\} \{A\}^T [M]^* \{A\} - 2\{A\}^T [K]^* [A] [M]^* \{A\} = 0$$

两边除以 $2\{A\}^T [M]^* \{A\}$ 得

$$[K]^* \{A\} - \frac{\{A\}^T [K]^* \{A\}}{\{A\}^T [M]^* \{A\}} [M]^* \{A\} = 0$$

$$\text{即 } [K]^* \{A\} - \omega^2 [M]^* \{A\} = 0$$

$$[K]^* \{A\} = \omega^2 [M]^* \{A\}$$

2—12

由此可见, 瑞利函数的极值问题又转化为广义特征值问题。因各 $\{\phi\}_i$ 是预先估测的, 即 $[X]$ 已事先确定, 而原构件的刚度矩阵及质量矩阵也是事先建立的, 故 $[K]^*$ 及 $[M]^*$ 可由式 (2—11) 求出。利用式 (2—12) 算出前 q 阶频率与振型, 这种计算结果的好坏, 在很大程度上取决于预先给出的振型好坏, 因此长期以来未能得到广泛的应

用。但由于计算机的发展，进行大量重复性的工作变成轻而易举的事，从而使瑞利——李兹法作反复迭代成为现实。尽管初始振型并不良好，却总能收敛于精确的特征对，这就形成了子空间迭代法。

其具体迭代步骤如下：

- (1) 给出初始迭代向量
- (2) 求解特征方程 $[K][\bar{X}]_k = [M][X]_{k-1}$ ，得李兹基向量 $[\bar{X}]_k$ 。
- (3) 计算 $[K]$ 和 $[M]$ 在子空间上的投影矩阵

$$[K]^* = [\bar{X}]_k^T [K] [\bar{X}]_k$$

$$[M]^* = [\bar{X}]_k^T [M] [\bar{X}]_k$$

- (4) 采用反迭代法求解特征方程

$$[K]^* \{A\}_k = [M]^* \{A\}_k [\Omega^2]_k \quad \text{得到 } \{A\}_k \text{ 及 } [\Omega^2]_k$$

式中：

$$[\Omega^2] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & & \\ & \omega_2^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \omega_m^2 \end{bmatrix}$$

- (5) 再把 $\{A\}_k$ 还原到原来的 n 维空间中去，求出 $[X]_k$
即 $[X]_k = [\bar{X}]_k \{A\}_k$
- (6) 重复 (1) ~ (5) 的步骤，直到所需的精度为止。
最终求得各阶频率和振型。

§2.2 有限元的发展及其在现代

工程设计中的应用

有限元法是在结构分析的基础上，随着电子计算机的应用而发

展起来的。五十年代中期，有限元法开始应用于飞机设计，后来迅速推广到造船、建筑、机械、电机等工业领域。在产品结构形状及负荷形式比较任意的情况下，许多技术分析问题的都能用有限元法得到高精度的解答，有限元法的研究和应用推广目前仍在发展之中。

有限元法是一种数值计算方法，其基本原理就是在对整体结构进行结构分析和受力分析的基础上，对结构加以简化，利用离散化的方法把简化后的连续结构划分成许多有限大小、彼此只在有限个节点处相连接的有限个单元体的组合。在一定精度要求下，对每个单元用有限个参数来描述其力学特性，建立刚度方程，而整个连续体的力学特性可以认为是这些小单元体力学特性的总和，从而建立连续体的总体刚度方程（结构平衡方程），最后引入边界条件进行求解。

有限元法从其产生到现在大约有四十年的历史，它的发展可分为三个阶段：从 60 年代至 70 年代初期，是较多地进行算法研究和软件开发的初始阶段；70 年代末至 80 年代中期，随着计算机工业的发展，有限元软件的开发形成了一个高潮，开发了杆、梁、板、块等基本单元的静、动力分析的各种求解方法、存储压缩技术及节点优序排列等模块。研制了许多商业软件，但在内容和结构上基本大同小异，前后处理功能较差。通过该阶段的研究，对程序结构的探索及一些基本模块的开发，积累了一套成熟的经验，为有限元的进一步发展打下了良好的基础。80 年代末以后是有限元的一个全盛时期，形成了一些商品化程度很高的系统，解算的基本工具——单元库已非常丰富，解算方法更加先进。一些新的方法得到了应用，前后处理软件由出现直至比较成熟。有限元方法开始被工程界认识和认可，并被广泛采用。

在有限元的发展过程中，用节点位移插值内部位移的这种位移协调单元一直占有主导地位。但是这种单元在分析板壳结构中遇到

相容性条件难以满足的困难。在解决相容性问题的过程中，人们又提出了混合元、杂交元、以及各类不协调单元，这些单元的研究，不仅扩大了有限元的应用范围，改善了单元性质，而且也促进了弹性力学变分原理的研究与发展。

有限元由结构分析开始，很快广泛应用于热传导、电磁场、流体、渗流等连续问题，并取得了极大的成功。由于大存储量高速计算机的应用，对于非常困难的非线性问题，有限元法也得到了成功的应用。近年来，每年发表的有关有限元的研究论文数以千计，现已出版了多种有限元专著和教科书。

在计算机广泛应用于工程设计之前，也有许多数值计算方法，例如有限差分法应用范围也较广，它基于直交网格系，计算格式比较简单，但其边界的适应性很差，而有限元由于节点可以任意配置，对形状复杂的结构可以使边界节点完全落在区域的边界上，因而在边界上有良好的逼近性，并且可以根据实际需要，在一部分求解区域中（如应力集中处）配置较密集的网格，而在其它次要的区域划分较稀疏的网格，使其在不过分增加节点数的条件下，提高计算精度。而这些优点，都是有限差分法和其它传统计算方法难以具有的。又如李兹法，它是古典变分法，这种方法对具有复杂形状的区域，由于光滑的坐标函数（它必须满足某些边界条件）实际上无法选取，故很难采用。而用有限元法则通过离散化处理，用构造分块光滑的（有时是近似的）坐标函数克服了这一困难，可以说有限元法使古典变分法通过改造获得了新生。由此可见，有限元法与其它传统的数值计算方法相比，既有许多共同之处，又有其特有的优点。

在机械设计领域，工程实践已经表明，有限元法有着广泛的发展前途。在机械结构强度方面，有限元分析的主要优点表现在：

- 1) 节点可以任意配置，边界适应性好；
- 2) 能够适应任意边界条件和任意载荷；

- 3) 对复杂结构, 可以采用不同大小和不同类型的单元建立模型, 适应性强;
- 4) 计算精度高;
- 5) 可以将有限元软件与 CAD 系统结合, 充分发挥 CAD 系统的图形功能和有限元软件的分析计算功能。

§2.3 有限元分析的主要步骤

机械结构有限元分析时, 一般要包含下列四个重要步骤:

机器结构分析及受力分析→离散化→单元分析→整体分析

有限元解题的一般步骤, 按一般的教材上是首先将所求解的结构离散化, 然后选择位移模式并建立单元的平衡方程, 再求解得出最终的结果。但有限元发展至今, 不管是从理论上还是从软件上讲都已经发展得比较成熟了, 设计人员要做的工作就是建立有限元模型, 模型建立的好坏直接影响到计算的结果。模型建立好后就是输入有限元信息, 然后剩余的工作就由软件自动完成。用商业有限元软件进行工程结构分析的工作流程如图 2—1 所示:

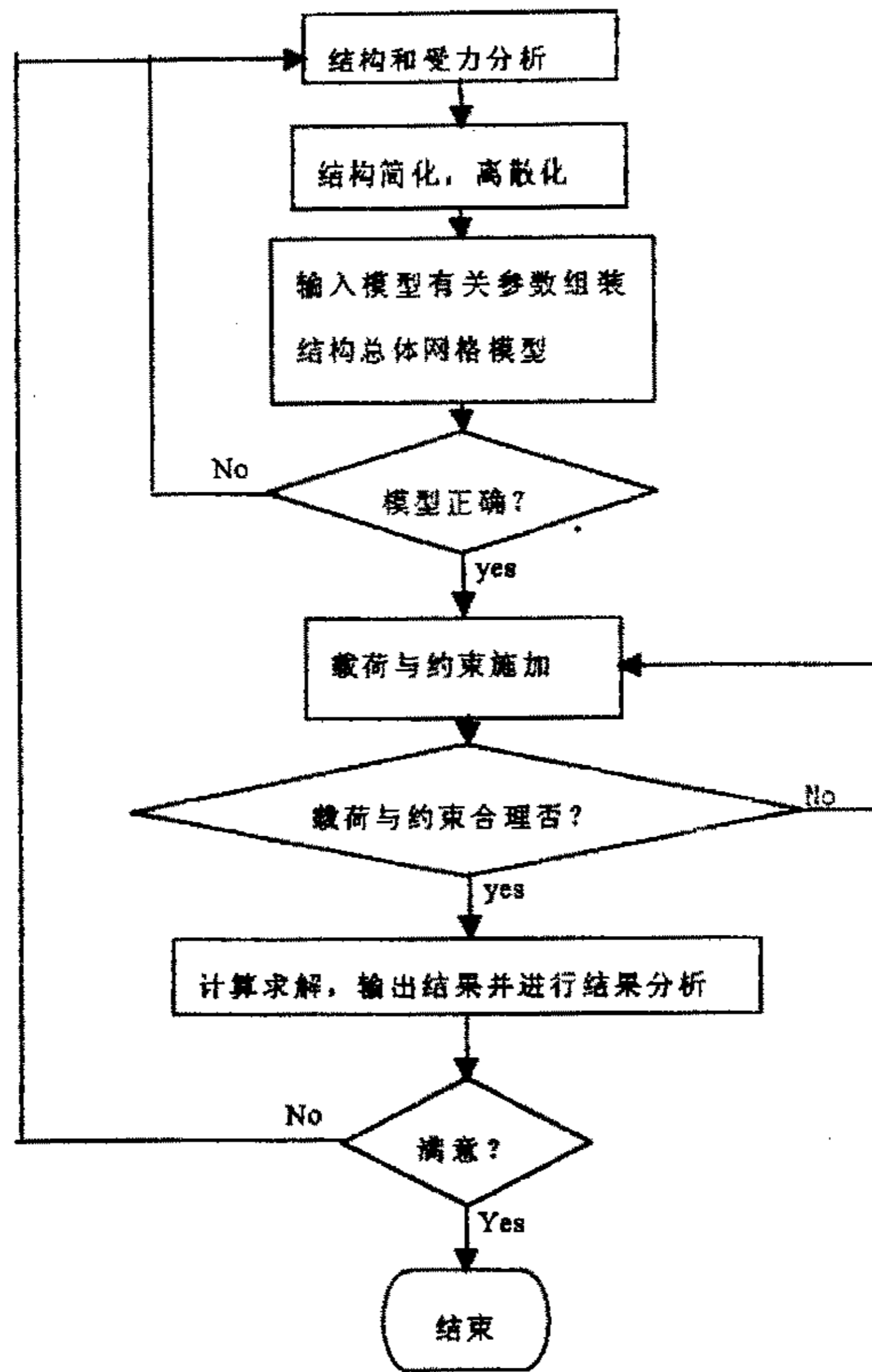


图 2—1

§2.4 有限元分析系统简介

众所周知，应用有限元技术来求解工程问题已不再新鲜。自有限元方法问世以来的三十多年的岁月里，人们已经非常成功地用有限元法实现了各式各样的工程问题的计算，由此产生或带来了巨大的社会和经济效益。大型的有限元通用程序，一般包括静力分析、动力分析、稳定性分析、以及非线性分析等，有的还包括热传导、热应力、流体等分析，有非常齐全的单元库。已经商品化的著名大型通用程序有 ANSYS、ALGOR、COSMOS/M、STRAND 等，这些系统都具有如下主要特点：

1. 优秀的人机界面，完全的 CAD 式操作环境和前后处理功能。
优秀的数据与图形输入、输出交互功能。
2. 突破 DOS 系统 640K 的限制，充分利用微机的扩展内存，
提高运算速度，无限的解题规模。
3. 强大的分析功能，丰富的单元库和求解器。
4. 高质量的结果显示图形，以及通过各种流行的点阵、喷墨和激光打印机输出。
5. 优异的软件使用和售后技术支持等等。

本文采用 ALGOR FEAS (Algor Finite Element Analysis system) 分析系统，它能在 80386/80486 微机或更高档次微机上使用，该软件反应了国际 90 年代微机图像处理和 CAD 等领域中的最新技术，是一个功能强大的有限元分析软件包，与当前流行的有限元分析软件相比，ALGOR FEAS 具有以下特点：

建立了 Viza CAD 集成环境，提供了功能强大而丰富的构图和有限元网格生成工具，具有网格自动划分，数据文件自动生成和计算

结果自动处理等功能。它除了具有结构分析的静动力、线性、非线性模块外，还包括了一些特殊的功能模块。如板壳系统的屈曲分析、复合材料的静动力分析、随机振动响应分析、频率响应分析、间隙元分析等，同时还包括了静态和瞬态场的分析（如电场、温度场），各模块之间既相对独立，又可以相互结合起来解决综合性问题，它具有与多种 CAD 系统、文字处理系统和桌面办公系统的接口，使用起来非常方便。

Algor FEAS 的前后处理功能非常强大，前处理由 Super Draw II 与 Decoder 模块组成。Super Draw II 类似于 Auto CAD 的交互式图形系统，但与之不同的是，它是一个专用的有限元网格生成 CAD 系统，对有限元而言比 Auto CAD 更方便。Decoder 是译码器，把 Super Draw II 生成的图形文件转换成分析计算所需的数据文件，后处理模块由 Super View、Pizazz、Splot 等模块组成，用它们可以立即对计算结果用图像方式进行研究、分析，以获得正确的结论，并能将图形在各种绘图仪和打印机上进行硬拷贝输出。

本文用 Algor FEAS 有限元软件对集装箱吊运机进行动态特性研究时的工作流程图如图 2—2。

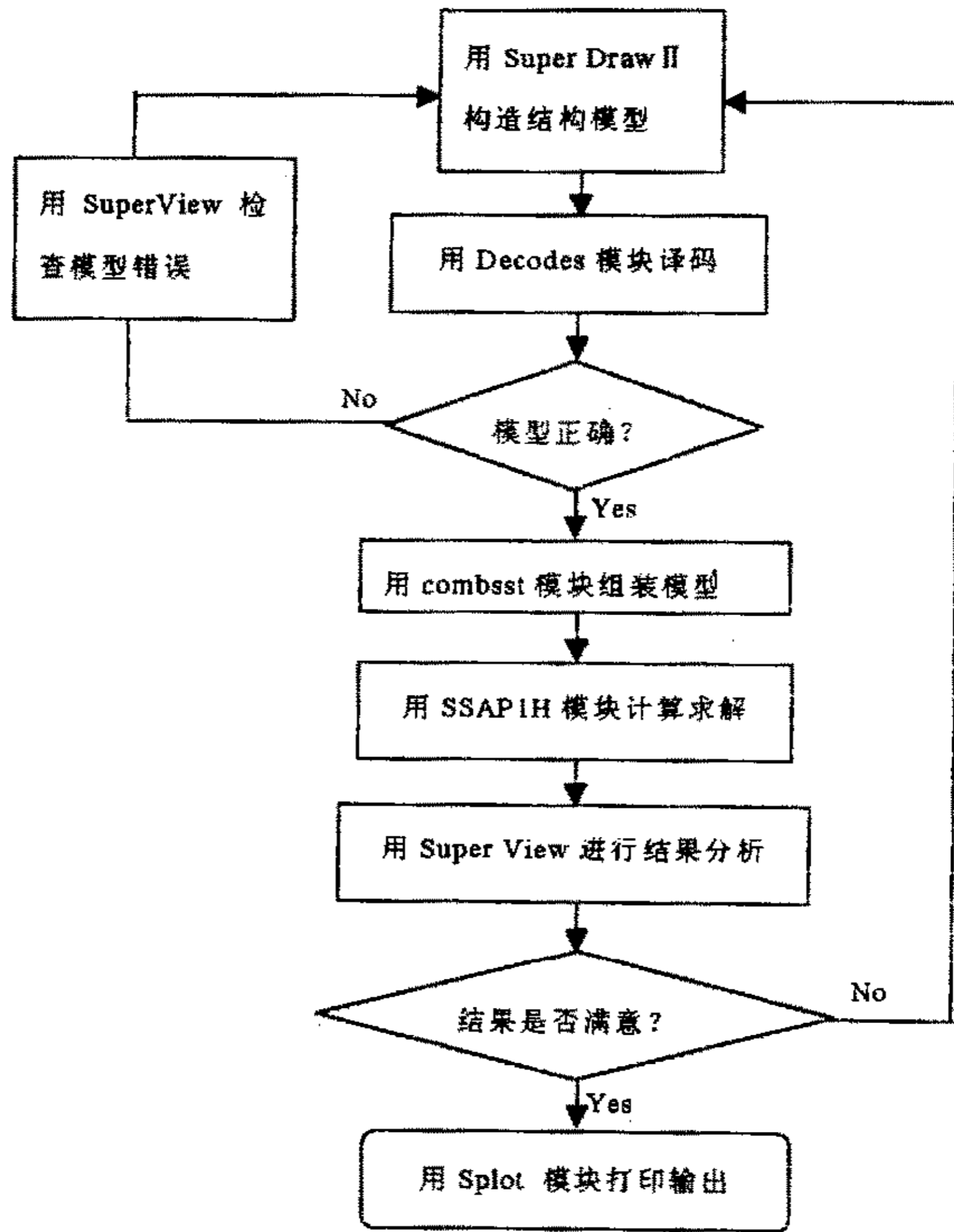


图 2—2

第三章 集装箱吊运机的 有限元模型构造

§3.1 集装箱吊运机结构特点

集装箱吊运机按其结构型式可分为两大类，单臂架集装箱吊运机和双臂架集装箱吊运机。

本文研究单臂架集装箱吊运机，单臂架的特点是，起重臂为单箱式结构，用两根举升油缸支撑，结构的工作稳定，制造工艺简单，在吊运倾斜的集装箱时，利用吊具与臂架间的自由转动进行对位。但是，由于吊具与臂架是单支点连接，故吊运偏心的集装箱时所产生的倾斜，要通过横移吊具，保持其平衡，而且吊运机行走时易导致摇摆。

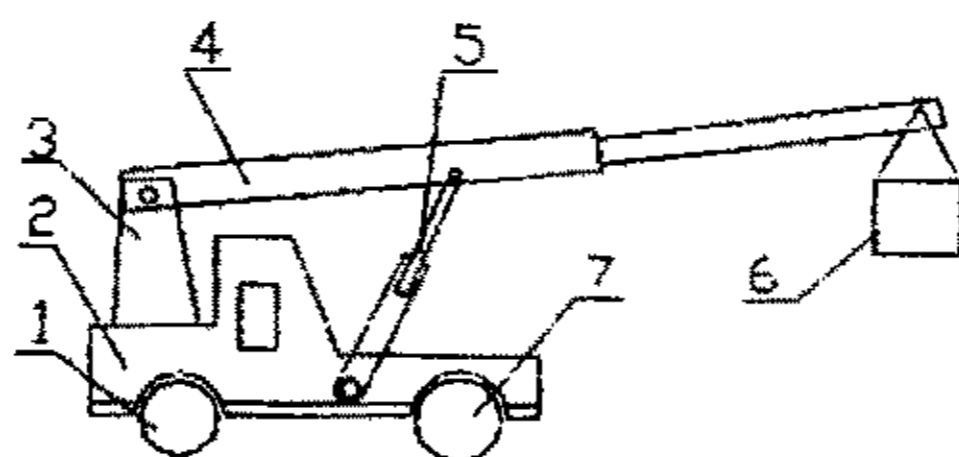
对起重运输机来说，它的金属结构类型繁多，我们可以按照其不同的特点，分成很多种类型。如按金属结构特点，可分为杆系结构和板结构。杆系结构由许多杆焊接而成，杆的特点是长度方向尺寸大，而断面尺寸小。板结构是由薄板焊接而成，薄板的特点是长度和宽度方向尺寸大，而厚度方向尺寸小。本文所讨论的集装箱吊运机是由薄板焊接而成的金属结构。

按金属结构的外形不同可分为门架结构、臂架结构、车架结构、转柱结构、塔架结构。由于集装箱吊运机搬运集装箱时要求其具有机动灵活能够较长距离地搬运，因此要求其具有汽车轮胎式结构。

按金属结构的连接方式不同分为铰结构、刚接结构和混合结构。通常用铰连接的结构都是很少的，在杆系结构中若杆件主要承受轴向力而弯矩很小时，称之为铰结构。本文在对集装箱吊运机进行计算时为了使问题得到简化，把变幅油缸和伸缩油缸与车架的连接视为铰结构中的二力构件即桁架元，而其它部分视为刚接结构。

按作用于金属结构上的载荷与结构在空间的相互位置不同可以分为平面结构和空间结构。所谓平面结构是指载荷和结构杆件的轴线位于同一平面内，而空间结构则不在同一平面内，由此可知集装箱吊运机的结构受力为空间结构。

综上所述，集装箱吊运机的金属结构是一个受力非常复杂的金属结构。其车架结构为两块大的侧板，中间用槽钢连接，前轮四轮承载，驱动桥与车架为刚性悬挂，后桥为二轮转向，在转向桥的中间用一根纵向轴销与车架铰接，吊臂采用两节伸缩臂的箱型结构，举升油缸为双油缸驱动。其结构形式如图 3—1。



- 1—转向桥轮系 2—车架 3—后支架 4—伸缩吊臂
5—举升油缸 6—吊具 7—驱动桥轮系

图 3—1 集装箱吊运机的结构形式

伸缩式吊臂多数制成矩形截面的箱型结构，箱型结构内装有伸缩油缸，吊臂根部与后支架铰接，举升油缸与车架铰接。伸缩臂结构如图 3—2。

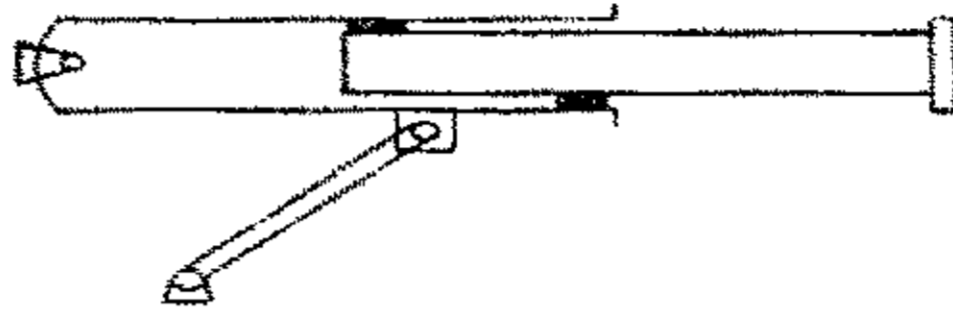


图 3—2 伸缩臂结构形式

§3.2 集装箱吊运机载荷分析与计算工况

在起重机设计时，要对起重机的金属结构和零部件进行强度、稳定性、疲劳、磨损等计算。为了使所设计的起重机具有先进的技术经济指标，安全可靠、具有一定的工作寿命，必须在设计计算时考虑起重机金属结构和机构的工作类型，起重机金属结构的工作类型是表明起重机金属结构工作繁忙程度的参数。起重机工作类型由起重机的利用级别和载荷情况确定，根据文献[1]中可确定集装箱吊运机的工作类型为 A7~A8。

作用于起重运输机金属结构上的载荷，根据载荷的不同特点以及载荷出现的频繁程度，可分为基本载荷、附加载荷和特殊载荷三类。基本载荷是指起重运输机工作中始终或经常作用于金属结构的载荷，如金属结构的自重，机构的零部件和电气设备的重力（亦称

固定载荷)以及起升载荷。起升载荷(亦称工作载荷)是其所能吊起物品的最大重力,俗称额定起重量。起升载荷不包括取物装置(如吊具)的重量。基本载荷还包括由于起重机的运行、变幅、起动和制动所引起的水平惯性载荷。

作用于金属结构上的附加载荷,包括工作状态下的风载,和起重机运行过程中引起的侧向歪斜载荷,附加载荷虽不象基本载荷那样始终或经常作用于金属结构,但也是起重运输机处于工作状态时,结构所受到的正常载荷。特殊载荷是指起重机处于非工作状态或实验状态时,金属结构可能受到的最大载荷,特殊载荷包括非工作状态下的风载和碰撞载荷。所有这些载荷不可能同时作用于金属结构,应按各种载荷出现的频繁程度和结构的重要性、起重机不同的工况,考虑最不利的情况进行合理的组合,载荷的组合有三种形式:

载荷组合 I:只考虑基本载荷的载荷组合,这一组合规定起重机最多有两个机构处于不稳定状态,该组合用于对结构进行疲劳计算。

载荷组合 II:考虑基本载荷和附加载荷同时作用的情况,附加载荷是指水平风载荷和运行中的侧向歪斜载荷。这一组合是保证起重机金属结构正常工作状态下具有可靠的强度和稳定性的主要计算载荷。该组合用于对结构进行强度、稳定性和刚度计算。

载荷组合 III:考虑基本载荷和特殊载荷,或同时考虑基本载荷、附加载荷和特殊载荷的组合。

上述三类载荷组合,每一类组合有若干种组合方式,计算时应根据具体的机种、工况和计算目的选取对所计算结构最不利的组合方式。结构件或连接件的强度和稳定性应同时满足载荷组合 I、II 和 III 类情况下的许用应力规定值,考虑到本文是讨论结构的自振频率和振型,属于稳定性方面的计算,所以选用载荷组合 II 的载荷。

箱形伸缩式吊臂应按最小幅度吊起最大起重量的工况来计算,但对整机的稳定性进行考虑时,必须考虑最大幅度时起吊最小起重

量的工况。因此本文计算时将考虑这两种工况。

首先考虑最小幅度最大载荷情况，然后再考虑最大幅度和最小载荷情况。由于本文对结构进行计算时，没有涉及到吊具，所以涉及载荷分析时把吊具的重量加在起吊的重量一起进行计算。

集装箱吊运机的工况如下表：

工 况	额定起重量(t)	吊臂倾角(度)	起升高度(m)	倾翻力矩(N.M)
堆码第一层	30.5 ^t	25°	5m	1.2 × 10 ⁶
堆码第二层	27 ^t	29°	5.5m	1.3 × 10 ⁶
堆码第三层	14 ^t	45°	8.5m	1.1 × 10 ⁶

从工况表可以看出工况 I 和工况 III 都比较危险。虽然工况 I 吊臂倾角小但起吊重量大，而工况 III 虽然起吊重量小但倾角大，对稳定性来讲是必须进行验算的。

根据集装箱吊运机吊臂的受力特点可计算出吊臂所受到的垂直载荷 Q ，由文献[1]其计算式如下：

$$Q = \varphi_2(Q_0 + G_0) + \frac{1}{3}\varphi_1G \quad 3-1$$

式中： Q_0 —额定起重量；

G_0 —吊具重量；

G —吊臂重力；

φ_1 —起升冲击系数， $\varphi_1=1.15$ ；

φ_2 —动力系数， $\varphi_2=1.05$ 。

§3.3 有限元计算的建模方案

ALGOR FEAS 软件是一个能在微机上运行的大型有限元结构分析软件，虽然它具有功能强大的特点，但由于要在微机上运行，所以它的解题规模还是受到一定的限制。例如，其 Super 386 版本在微机上最多可以处理 11000 条线，超过此范围就难以处理，因此在建模之前，结合 ALGOR FEAS 软件的功能、机时、工作量等必须有一个初步的规划。建立一个精确的模型，构造模型前必须首先考虑的问题有：模型的全部或某些部分是否关于某个轴对称，模型会有多大，以及怎样给模型定向等等。在构造模型时使用不同的颜色、组和层。这样使得在建立模型和修改模型时都显得十分方便。

集装箱吊运机的金属结构是一个非常复杂的结构，它由两节伸缩式吊臂、伸缩油缸、变幅油缸、车架、驱动桥、转向桥等组成。除此之外，还有许多零部件，如发动机，驾驶室，配重，液压系统等分布在机身各处，因此整个金属结构的受力也就显得更为复杂。对于一个这样复杂的金属结构又承受有这样多的复杂的载荷，可有很多种不同的建模方案，每种不同的方案所涉及的工作量、计算精度和占用的机时数都不相同，在选择合理的建模方案时，必须综合考虑计算机的容量、机时、计算精度、工作量等等。

在对集装箱吊运机进行结构动态特性研究时建模方案可有以下三种：

方案 I：完全按照实际情况进行建模，对结构不作任何简化，车架用板单元，吊臂用板单元，吊具用相应的板单元和体单元，轴销、轴套用体单元，伸缩油缸、变幅油缸用体单元，驱动桥、转向桥用相应的板单元和体单元。

方案II：根据集装箱吊运机金属结构的对称性，取其中的二分之一进行建模、计算，并在对称面上增加相应的约束。

方案III：根据实际情况，将结构作适当的简化，按照简化后的结构进行建模。在简化过程中抓住主要的部分，而忽略次要的部分；抓住影响计算结果较大的因素，而忽略一些对计算结果较小的因素。在具体的简化过程中，车架的侧板、槽钢用板单元来模拟，吊臂的腹板、盖板以及各种加强筋板用板单元来模拟，滑块、轴销用体单元来模拟，油缸用桁架元来模拟，发动机、司机室、配重等简化成集中载荷加到相应的节点上。

方案I由于按照实际结构进行建模，所以模型十分庞大，特别是对于油缸和驱动桥完全为不规则结构，建立起来的模型十分复杂。本文所讨论的是金属结构的动态特性，对于油缸和驱动桥来说显然为次要部件，如同样按实际机构进行建模，将导致单元数目庞大，直接的后果是超出计算机的解题范围，得不到计算结果。如果对整个结构的单元划分得太粗，则又可能导致计算精度的降低，从而得不到精确的解答。

方案II充分考虑了金属结构的对称性，将解题规模缩小了一半，但由于整个金属结构受力复杂，使得在对称面施加约束时出现困难，因此方案II也受到了一定的限制。

方案III与方案I、II比较起来具有明显的优点。由于对某些复杂而又次要的结构进行简化，不仅解题规模缩小了，而且又可以在某些重要的结构我们所关心的地方进行网格加密，提高解题的精度。由于在进行有限元分析时，油缸和驱动桥的动态特性不是研究的重点，因此对油缸和驱动桥作适当的简化完全是合理的。

故方案III是较合理的建模方案，本文采用方案III的建模方案。

§3.4 集装箱吊运机力学模型的简化

在进行结构动态特性的计算时，我们必须对力学模型作一些适当的简化，大量的工程实践表明，对于一个复杂的结构，在不影响计算精度的前提下作一些适当的简化是必要的，一来可以减少许多繁琐的工作，大大降低工作量；再则可以缩短设计周期，为进一步改善设计创造条件。在建模时对一些次要的问题，特别是对一些设计人员不大关心的结构作一些适当的简化，对计算精度的影响不会太大；相反，可以让设计人员把更多的精力放到所关心的结构进行研究，突出重点。

当然，结构的简化并不是简单地去掉一些次要构件，而是要遵循一定的原则，否则就与原来的结构相离太远，从而得不到正确的结果。对结构进行简化主要是依据有限元中的等效原理。一般来讲，结构的刚度是由结构的几何形状与材料的性质决定的，如果我们用人为地改变了几何形状与材料性质的结构去替换原有的结构，使得替换后的刚度保持原有的刚度不变，这种方法叫结构的等刚度代换。在有限元分析的建模过程中，对一些不太重要的结构用一些比较简单、规则的几何结构去等效代换原有的复杂几何结构，保持机构的刚度不变，对我们有限元建模和计算都会带来极大的方便。通过刚度等效代换后，对结构的应力分布的影响仅限于代换部分，而对其余结构的影响不大。

等刚度代换方法如下：

在相同受力状态及边界条件下，各节点产生相同的位移，即消耗的变形能相同。当等效结构位于模型中时，在有限元离散化的基础上，通过调整等效结构中的截面面积，使其在同样的外载荷条件

下，能够产生同样的变形，从而就可以获得原结构的等效结构。

本文在对集装箱吊运机的金属结构进行有限元建模时，对某些次要的而又十分复杂的部件采用了等刚度代换法。如变幅油缸以及伸缩油缸，还有转向桥以及轮胎。在代换过程中用桁架元来代替变幅油缸和伸缩油缸，因为油缸本身比较复杂，对其进行精确的建模没有必要，况且它也不是我们要讨论的重点，此处用桁架元来代替原有的油缸，只要在相同的外载荷条件下，与原结构保持相同的变形就可以了，在计算过程中可以不断地调整桁架元的截面面积，使得桁架元的刚度与原有的油缸的刚度相同，这样代换后对吊臂及车架的其余部分影响较很小。由于桁架元只能承受轴向力，而不能承受弯矩，原有油缸是通过一根轴销与之铰接，因此在简化过程中，只能把与之相连的轴销划分为体单元，而让桁架元的一端与体单元边界上一点相连。

驱动桥及转向桥本身是一个比较复杂的壳体，而且其内部又有许多复杂的零件，要对其进行精确建模比较困难。考虑到桥与车架之间是刚性悬挂，驱动桥和车架的连接点与驱动桥和轮胎的连接点很近，所以在建模时，可以把驱动桥和车架当作一个整体来看待，即可以把轮胎直接支承在车架上，从而可以把驱动桥略去，这样略去后对整个结构的影响不大。对后桥（转向桥）却不能进行同样的处理，因为后桥是通过一根铰接轴与车架相连，而轮胎支点又与铰接轴相距较远，在工作与非工作时桥的变形较大，因此不能忽略后桥对整车结构性能的影响，不能把轮胎直接放在铰接处，而必须对后桥进行另处理。在处理过程中考虑到桥是承受弯矩，而桁架元又只能承受轴向力，所以把它简化成空间梁单元结构。由于 ALGOR FEAS 软件在对模型进行译码时，梁单元必须用 BEDIT 梁设计工具箱进行译码，而对板、体、桁架元用 DECODES 进行译码，在译码后计算前，COMBSST 模块不能把梁单元和其它几种单元组合在一起，所以就无法

进行计算。由于受到这个限制，就只能把后桥简化成用板单元或体单元来进行建模。建模过程中把原来的变截面简化成等截面，只要简化后它们的抗弯刚度相等就可以了。

轮胎是整台机器的一个重要零部件，它担负着整台机器的行走与承受整台机器的重量的任务。弹性轮胎不仅现在是，将来仍会是自行式机械最常用的行走装置，设计和制造轮胎时，不仅要考虑成本、寿命、对不同地面的适应性以及牵引力等，还必须考虑到对机械动态性能的影响，尤其是对于刚性悬挂的机械更为重要，因为作为主要弹性元件轮胎的特性，直接关系到机械行驶、驾驶员的舒适感、安全性、行驶的平顺性和对地面的压实性等性能的改善和提高，所以，轮胎的力学特性因此受到人们的重视。轮胎是一种由复合材料构成的各向异性弹性体，而其应力与应变的关系也是一种非线性关系，要想精确地描述它是十分困难的，甚至是不可能的。因此必须对轮胎进行简化处理，在简化时可以利用如下的数学模型：

- 假设：(1) 轮胎在受载前其形状为一圆环体；
 (2) 轮胎在三个正交方向的弹性模量 E_x ， E_y ， E_z 的影响由等效弹性模量 E_e 综合反映；
 (3) 轮胎的泊松比为 $\mu = 0.49$ 。

由假设可知，轮胎的计算模型为一环状体，如图 3—3 所示：

在载荷 W 作用下，轮胎及其支承面同时发生变形，产生一接触面积 A ，同时在 A 上有分布力 P 。为了消除支承面状态的影响，便于轮胎性能参数的实际测定，取支承面为刚性支承面。根据弹性接触理论可知，在一定充气压力下，轮胎的垂直变形量 Δ 、载荷 W 及弹性模量 E 的关系为：

$$\Delta = \frac{1}{2} n_{\Delta}^3 \sqrt{\frac{9(1-\mu)^2}{4 E^2} W^2 \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{r} \right)} \quad 3-2$$

式中： n_{Δ} —— 接触系数

R ——轮胎半径, $R = \frac{D}{2}$

r ——轮胎宽度的一半, $r = \frac{B_0}{2}$

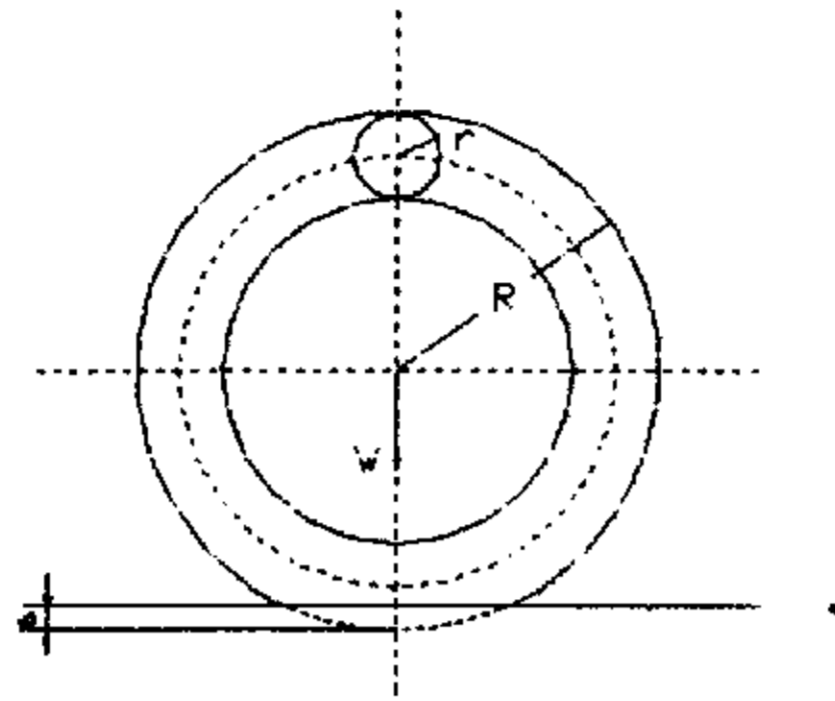


图 3—3 轮胎力学特性计算模型

对某一特定的轮胎, 即 D 、 B_0 、 n_Δ 一定, 如果弹性模量 E 已知。

即可由式 (3—2) 求得在不同载荷作用下, 相应的垂直变形量 Δ 。由于轮胎实际上是一个各向异性体, 因而数学模型中圆环体的弹性模量 E 是实际轮胎的三个正交方向上弹性模量的函数, 即 $E = f(E_x, E_y, E_z)$, 要从理论上求解这些函数关系是十分困难的, 因此可以采用实验方法求得。具体办法就是, 通过某一特定载荷 W^* , 以及在 W^* 作用下的轮胎垂直变形量 Δ^* , 代入 (3—2) 式求得 E , 因此时得到的 E 综合反映了各向异性的影响, 所以定义此时的 E 为等效弹性模量 E_e , 即:

$$E_e = 0.5699W^* \sqrt{\left(\frac{n_\Delta}{\Delta^*}\right)^3 \left(\frac{1}{D} + \frac{1}{B_0}\right)} \quad 3-3$$

通常可以取 W^* 为额定载荷, 则 Δ^* 为相应于 W^* 下的实测垂直

变形量。对于确定的轮胎，等效弹性模量 E_e 是一个常数，它只与轮胎的橡胶、帘线和充气压力有关，而与外载的大小无关。在通过实际测量得到等效弹性模量的基础上，弹性轮胎的变形可用下式表示：

$$\Delta = K\sqrt[3]{W^2} \quad 3-4$$

式中：K——常数

$$K = \frac{1}{2}n_{\Delta}\sqrt[3]{\frac{9}{4}\left(\frac{2}{D} + \frac{2}{B_0}\right)\left(\frac{1-\mu}{E_e}\right)^2} \quad 3-5$$

在工程机械的振动分析中，通常用刚度 C 来描述弹性轮胎的特性参数。

$$C = \frac{dW}{d\Delta} = \frac{3}{2} \frac{1}{K} \sqrt{\Delta} \quad 3-6$$

虽然轮胎是一个非线性弹性体，具体计算时在某一小的区段上可以认为是线性的。这种模型已经有人通过实验得到的，简化模型的准确性是令人满意的。因此本文在进行计算时把弹性轮胎简化成弹性的边界元，在简化过程中前面已经讲过，由于驱动桥轮胎支点与车架很近，可以把轮胎直接简化成与车架相接，而转向桥的轮胎直接与桥端点相接。

§3.5 有限元计算单元的选取

有限元计算单元的选取必须遵循一定的原则，否则就有可能导致在计算时出现不必要的麻烦。所选单元类型，应对结构的几何形

状有良好的逼近程度，要真实地反应结构受力状态，根据计算精度的要求，并考虑计算工作量的大小，恰当地选择三角形、四边形及其等参单元。在有限元的计算中，任何一个结构分析问题，原则上都可以用三维问题来求解。但是三维问题有一个致命的弱点，就是它要求的存储量大、工作量大、计算时间长、对硬件的要求较高。根据现有微机的技术条件，稍微复杂、庞大一点的结构，用三维单元都无法求解，所以有限单元选取总的原则是：在真实反映结构力学特性的前提下，尽可能把单元的维数降低，以控制解题规模，节省计算时间。

在有限元选取计算单元时，通常涉及到的降维有：

- 1 结构的某一部分（构件）的特性仅由不同方向的尺度比决定，而与载荷和约束无关的降维有：

板、壳构件：构件某一方向尺寸远较另外两个方向的尺寸小；

梁构件：构件某两个方向的尺寸远较另外两个方向的尺寸小。

- 2 既与结构的几何尺寸有关，同时又在荷和约束有关的降维：

平面应变问题：如结构为一长柱体，柱体两端轴向位移受约束且剪应力为零。柱体只受垂直与轴线方向的在荷和约束，且这些载荷和约束沿轴线方向无变化，这样的结构可以按平面应变问题来处理，而不必用三维单元。

当考虑的结构其某一方向的尺寸远较另外两个方向的尺寸小得多，呈现为板状，而外力作用与平面平行，且认为沿厚度方向均匀分布时，这样的结构体系，可以按平面应力问题来处理，很多不太厚的结构，可以作这种二维投影下的近似分析。

轴对称问题：如结构形状是回转体，所受外力对称于回转轴，如冷却塔、烟囱、高速回转圆盘、受内压厚壁圆筒等结构，可以按轴对称问题来计算。

通过以上手段，可以把三维空间结构的维数降低，将三维实体

用二维或一维单元代替，将二维单元用一维单元代替。

集装箱吊运机有限元模型的选取：

ALGOR FEAS 软件具有丰富完善的单元库，对于一般的工程结构分析的需要已经足够。本文在进行有限元分析时，选用 ALGOR FEAS 软件单元库中的多种单元，如桁架元 (Truss)、板单元 (Plate)、体单元 (Block) 这三种单元来模拟整个金属结构，每个部件选取的单元为：

- 1 吊臂的幅板、盖板、油缸支座、根部支座及车架侧板，用板单元；
- 2 各个轴销、轴套用体单元；
- 3 伸缩油缸，变幅油缸用桁架元；
- 4 支承滑块用三维实体元；
- 5 驱动桥、转向桥用板单。

在建模时，板单元的基本单元为正四边形，过渡的地方用三角形、长方形和梯形单元。体单元为空间六面体形状，桁架元为杆状。

§3.6 划分有限元网格

在合理选取了单元的类型后，如何划分有限元网格就成了影响最终计算结果的主要因素。单元划分时，单元的大小数量决定于所要求的计算精度、计算所需的费用和计算机的内存容量。计算精度要求高，则网格划分得密一些，单元小些；反之，计算精度要求不高，网格可划分稀些，单元大些，以缩短计算时间。如果单元及节点数增加，则计算时间长，计算费用也增加，故在决定单元划分数时，应全面衡量，力求在保证计算精度的前提下，尽量减少计算费用。

并且要使程序所要求的最大内存量在计算机的内存容量范围之内。

在建立有限元模型时划分网格应遵循以下几个原则：

1 根据实际计算的目的是来考虑网格的疏密程度。只进行刚度分析（只求位移或模态）时，网格可以疏一点。进行强度分析时（求应力与变形），网格可密一点，在一些特殊的地方如几何形状、边界条件、载荷材料特性剧烈变化的区域，网格更需加密，平缓的区域可以疏一些。对于设计人员特别关心的区域，尤其是最危险的区域，网格应作适当的加密。

2 单元的形状尽量接近正方形或正方体，如果做不到，也必须保证体单元的每个内角不超过 180° ，板单元的内角不小于 45° ，边与边的比值不应过大或过小，边与边的比值应保持在 $0.1\sim 10$ 的合理范围内，这样可以避免出现病态矩阵。划分网格时，对于板单元应尽量避免使用三角形单元，如迫不得已需采用时，应尽量使三条边的边长不要太悬殊，最小内角不应小于 35° 。

3 划分网格时，要尽量使网格线与实际结构的边相吻合，减少模型误差。

4 网格疏密过渡处，不允许一个单元的角节点落在另一单元的非节点的边上，即某一条线的两边不允许出现数目不同的单元。本文在对集装箱吊运机金属结构进行建模时，通常使用梯形和三角形来进行过渡。

根据以上原则，可对整个金属结构作如下离散化处理：

1) 板单元的划分

由于单元在整个金属结构中占有绝大部分，因此对板单元的正确处理与划分将直接影响到计算的精度与结果。由于本文研究金属结构的模态参数，所以在比较规则的地方如吊臂、侧板的大部分都用正方形或矩形单元且网格划分较粗。而在一些特殊的地方如滑块处、结构的形状尺寸发生剧烈变化的地方、加强板位置、铰接位置、支

座位置、受力较集中的位置，将网格划分得较细，其间的过渡处用梯形和三角形进行过渡。车架的网格划分如图 4—1。

2) 体单元的划分：

集装箱吊运机金属结构中的体单元包括滑块、轴销、轴套等。由于本文不研究这些地方的应力情况，只求金属结构的模态，因此这些体单元不是我们研究的重点，所以它的网格划分较粗，其单元划分如图 3—4，图 3—5，图 3—6。

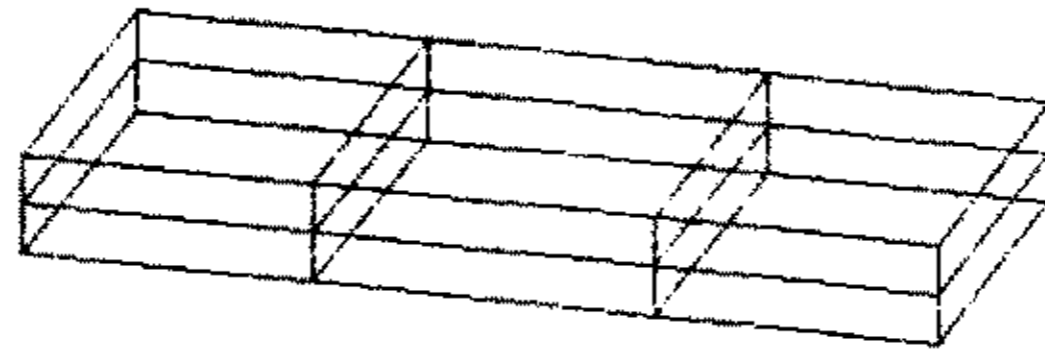


图 3—4 滑块离散图

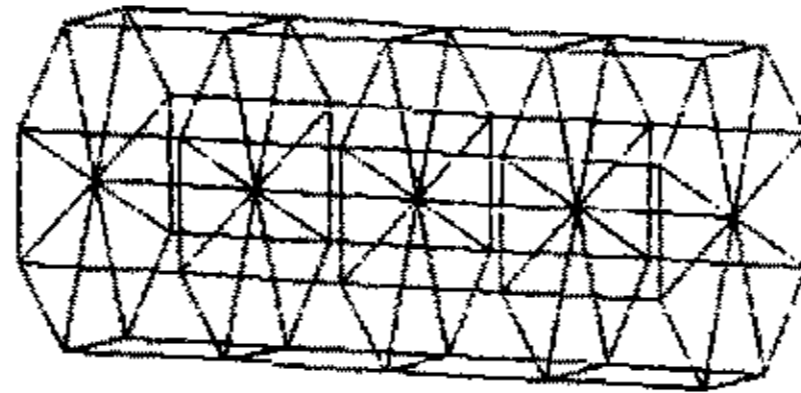


图 3—5 轴销离散图

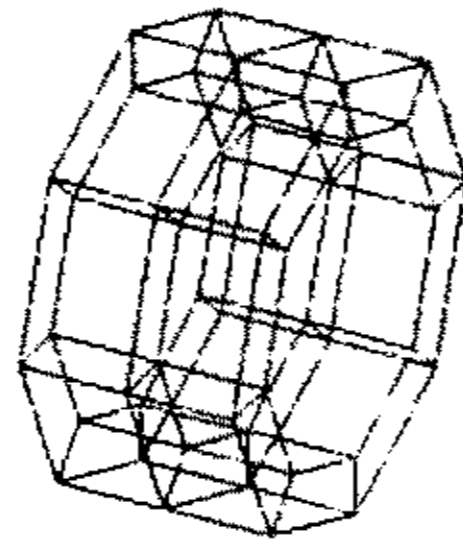


图 3—6 轴套离散图

3) 桁架元的划分:

由于油缸结构本身比较复杂,在简化时,进行等刚度代换后成为二力构件的桁架元就显得特别简单,其离散图从略。

§3.7 约束条件处理

在进行有限元分析时,求解是根据结构平衡方程式(3—7)进行计算的。

$$[K] \cdot [\delta] = [F] \quad 3-7$$

式中: $[K]$ ——总体刚度矩阵

$[\delta]$ ——节点位移矩阵

$[F]$ ——节点载荷列阵

在划分单元并施加载荷向量以后,如何合理正确处理边界的约束条件,是求解结构平衡方程式的关键。

根据有限元理论,总体刚度矩阵只有在排除刚体位移后才是一个

正定矩阵，否则刚度矩阵就是一个奇异矩阵无法求解。在限制结构的刚体位移消除矩阵的奇异性之后就可以求解结构的总体平衡方程式了。在一般情况下，所考虑结构的边界往往已有一定的位移约束条件，排除了结构作刚体位移的可能性。否则可以适当指定某些节点的位移值，以避免出现刚体运动。在应用了结构的边界约束后，待求节点位移的未知量的数目和平衡方程数便可以相应减少。在有限元分析中，常用的方法是以某种特定的方式引入节点位移，而保持原有方程数目不变，从而避免计算机的存储作大的改动，如大数法就是其中一种有效的方法。

消除弹性体的刚体位移具体做法有：

- 1 施加足够的约束，消除刚体位移。
- 2 在一些结构具有对称轴，而载荷又对称或反对称于该轴的地方，为了减少计算工作量，只须取其中一部分作为求解区域进行单元划分和计算，在对称轴的节点上施加约束处理。
- 3 必须符合结构实际的工作条件，结构在实际工作条件下，可能存在若干约束，在计算时应该加以考虑。

在刚度方程中引入约束条件的方法：

1 零位移约束条件处理

例如第 i 个节点 X 方向的位移 $u_i = 0$ ，将刚度方程作如下处理，对总体刚度矩阵 $[K]$ 的 $2i-1$ 行和 $2i-1$ 列的对角元改为 1，其它各元素改为 0，节点在荷向量中第 $2i-1$ 个分量也改为 0。

2 位移不为零的约束处理

例如第 i 个节点 Y 方向的位移 $v_i = v_i^*$ ， v_i^* 是已知值，则刚度方程可作如下修改：

$$\begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \cdots 0 & 1 & 0 \cdots 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ \vdots \\ v_i \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{1x} - K_{1,2i} v_i^* \\ F_{1y} - K_{2,2i} v_i^* \\ \vdots \\ v_i^* \\ \vdots \\ F_{2i+1,x} - K_{2i+1,2i} v_i^* \\ \vdots \end{Bmatrix}$$

可以看出第 $2i$ 个方程变为 $v_i = v_i^*$ 。

除上述方法外，还有一种最简单的方法是将第 $2i$ 行对角元素上乘一个大数例如 10^{25} ，把相当节点载荷分量用 $K_{2i,2i} \times 10^{25}$ 来代替。

根据结构实际存在的约束对模型进行处理以后，还有一种约束需进行处理，就是在建模时，根据结构对称性，对模型作了简化以后的对称边界，也应该加上相应的约束，其具体方法如下：

- (1) 结构具有对称性，且结构所受到的边界约束与载荷也成为对称分布，在此情况下取二分之一结构进行建模，需在其对称镜面的节点上加垂直与对称面的约束，即垂直与对称面的位移为零。
- (2) 结构具有对称性且结构所受到的边界约束也成对称分布，而载荷成反对称分布，在此情况下，取二分之一结构进行建模时，需在其对称镜面的节点上加平行与对称面的约束，即平行位移为零。

从理论上讲，有限元模型中每个节点有六个自由度（整体坐标下的三个平移自由度，三个转动自由度）。整个金属结构为一空间结构，其离散图上的每个节点都有六个自由度，在 ALGOR FEAS 软件的单元库中，根据单元的性质对部分自由度进行了相应的约束。例

如：除了板单元、梁单元之外的其它单元，在 ALGOR FEAS 软件中都被限制了三个转动自由度，在进行有限元计算时，是不能人为改变的。

根据有限元分析的要求和整个金属结构网格模型的特点，本文对模型各个节点和边界所施加的约束见下表：

单元节点位置	TX	TY	TZ	RX	RY	RZ
板单元（非边界节点）	-	-	-	-	-	-
桁架元	-	-	-	-	-	-
块单元	-	-	-	+	+	+
轴与板接触点	+	+	+	+	+	+
轴与板非接触点	-	-	-	+	+	+

注：符号 + 表示位移被约束

- 表示位移不被约束

TX TY TZ 表示该坐标轴的轴向位移

RX RY RZ 表示绕坐标轴的转角位移

§3.8 不同类型单元的粘合

有限元方法是分析复杂结构的一个有力手段，原则上讲任何复杂结构都可以用有限元方法来进行计算。对于一个复杂结构，可以用不同类型的单元来分别模拟不同力学特性的构件，再将它们组合成结构整体模型进行分析，这样就能比较真实地反映结构的实际情况。对不同单元进行组合，就涉及到连接部分的处理问题。

不同类型单元之间连接，可分为强连接和弱连接两种。令两个单元连接界面的共有自由度连续，如这两个单元之间不存在相对运

动关系，这种连接称之为强连接；若两单元之间存在相对运动关系，这种连接称之为弱连接。对于空间的组合结构，其连接的强弱性质如下：

三种强连接：三维单元通过二维界面连接，二维单元通过一维界面连接，一维单元通过界点连接。

三种弱连接：三维单元通过界面连接，二维单元通过界点连接，一维单元通过界点连接。

通过弱连接便形成机构，若真实结构的连接并非机构，则必须对弱连接加以强化才能作结构计算，强化弱连接的方法有两种：

方法一：增加过渡单元。例如对于每个三维块体单元，通过节点的弱连接，须增加两个过渡单元，一个是通过弱连接所用节点贴在三维块体元某个棱上的一维梁单元，另一个是贴在三维块单元某个表面上的以该梁单元为边的二维板单元。

方法二：列出弱连接所缺的相关约束方程，用特殊单元法输入约束方程。

在划分单元时，由于各类单元节点自由度不完全相同，对不同类型的单元的连接处理需进行特殊处理，以保证位移协调和真实反映单元之间的连接状况。在集装箱吊运机金属结构的有限元模型中，采用了板单元、体单元和桁架元，其连接的形式及处理方法如下：

一、体单元与板单元的连接处理

体单元与板单元的连接在金属结构的模型中，既有强连接又有弱连接，在铰接处的连接为强连接，而在滑块与盖板处的连接为弱连接。铰接处如吊臂根部铰接点、各个油缸的铰点，在此连接处的体单元与板单元的连接采用有限元技术中的插入法，即将板单元插入到体单元当中，来实现二者的连接。而滑块与盖板的连接采用贴上法，即假设体单元贴在板单元上，在建模时将滑块与盖板的表面分成同样大小的网格，节点坐标相互对应，在这样的模型中，将滑

块贴在板单元的表面，有限元计算时把它们作为固定连接来处理，这种方法与实际情况有差别，滑块与盖板之间的接触情况是随着吊臂载荷的变化而变化，而且其接触情况为非线性，其边界条件十分复杂，由于本文不研究这种局部区域情况，只研究整体结构的模态参数，因此这样处理可以大大简化计算模型，具有实际的意义。

二. 体单元与体单元的连接

在集装箱吊运机金属结构模型中，最典型的的就是轴与轴套的连接。在划分网格时，将轴与轴套在配合处的网格边界划分一致，使轴的外表面紧贴轴套内表面，有限元计算时程序会自动对其边界条件进行处理，不需要人为去指定。

三. 体单元与桁架元的连接

桁架元与体单元的连接比较简单，可直接将桁架元的两端节点分别与体单元（轴）的圆周上的一个节点相连就可以了。如将伸缩油缸、变幅油缸简化成的桁架元与油缸两端的铰接轴销的连接。

第四章 集装箱吊运机金属结构

动态特性有限元分析

§4.1 有限元计算时载荷及边界条件处理

4.1.1 有限元模型的坐标系定义及量纲系统

任何一个模型无论是简单模型，还是复杂模型，在计算时都必须有一定的坐标及量纲系统。本模型在坐标系中的定位是以油缸与车架的铰接轴与车架中间对称面的交点为坐标原点，X轴指向车架的后面，Y轴指向上，Z轴指向车架的左侧，具体情况见图4—1。

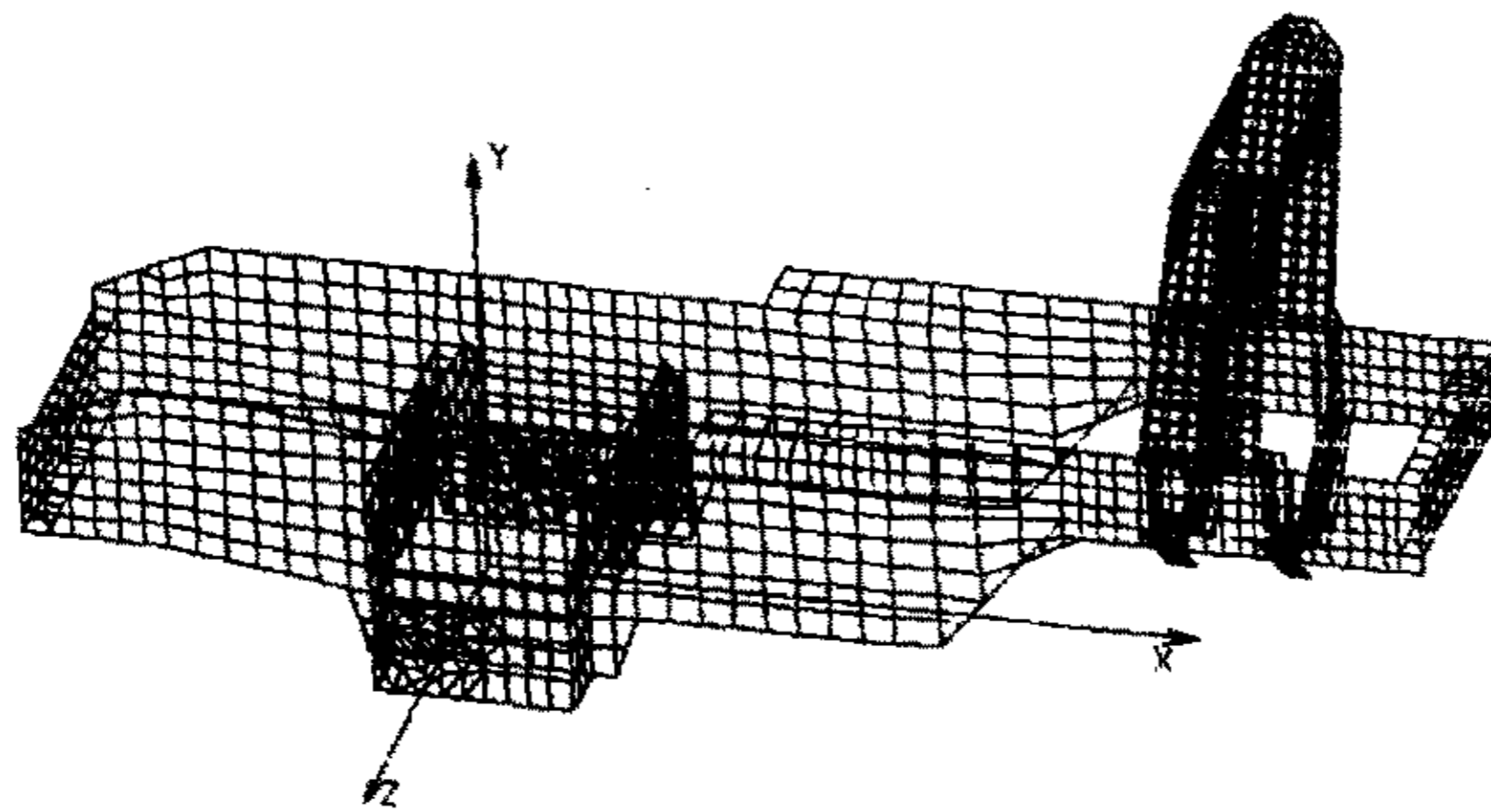


图 4—1 坐标定义

对于量纲系统 ALGOR FEAS 有它自己的一套量纲系统, 在使用时其各个参数的单位必须对应起来, 如果长度单位使用英寸, 力的单位使用磅, 则重力加速度值就为 386.4 英寸/秒²。如果长度单位使用毫米 (mm), 而力的单位使用牛顿 (N), 则重力加速度值就为 9810 毫米/秒², 相应的弹性模量 $E=2.01 \times 10^5$, 密度 $\rho = 7.8 \times 10^{-6}$, 面积为 mm^2 。本文在计算时使用长度单位 mm, 力的单位为 N。

4.1.2 计算载荷

根据集装箱吊运机的实际结构以及载荷情况, 其中载荷的计算如下:

载荷 Q 按式 (3—1) 计算:

工况 I:

$$\begin{aligned} Q &= \varphi_2(Q_0 + G_0) + \frac{1}{3}\varphi_1G \\ &= 1.15 \times (30500 + 2000) \times 9.8 + \frac{1}{3} \times 1.05 \times 0 \\ &= 366275N \end{aligned}$$

工况 III:

$$\begin{aligned} Q &= \varphi_2(Q_0 + G_0) + \frac{1}{3}\varphi_1G \\ &= 1.15 \times (14000 + 2000) \times 9.8 + \frac{1}{3} \times 1.05 \times 0 \\ &= 180320N \end{aligned}$$

将以上载荷分别加到伸缩臂端部相应的结点，按不同的工况进行建模计算。

4.1.3 边界条件的处理

前已述及，刚度矩阵只有在排除刚体位移以后才是一个正定矩阵，否则刚度矩阵就是一个奇异矩阵而无法求解。当我们考虑某一结构的某一部分（如吊臂）时，那么就必须在吊臂根部施加相应的约束，在变幅油缸支座处同样要限制其位移，这样才能排除吊臂的刚体位移，从而求解。当我们把整个车架也考虑在内时，对吊臂的约束已经不属于外界约束，这时候我们就不必考虑车架与吊臂连接处的约束，在组合后程序会对连接处节点的约束情况自动进行处理。我们所要考虑的只是外界施加在整个结构上的约束，比如地面通过轮胎对车架进行约束。前面已经将轮胎简化成为有一定弹性的元件，在此我们把它作为一种弹性的边界元施加在相应的节点处。弹性边界元的刚度系数由于本文涉及到的集装箱吊运机实验条件受到限制，不能直接测量，因而要准确得到其刚度系数十分困难，由于该轮胎与装载机轮胎接近，因此将装载机轮胎的刚度系数类比到集装箱吊运机上来。有人已经通过实验测得装载机轮胎的刚度系数为 140kg/mm 。集装箱吊运机的前轮为每边两个，所以前轮的刚度系数为 280kg/mm 。

§4.2 有限元计算

由于集装箱吊运机有比其它集装箱搬运机更优越的性能和特点, 因此在同行业中越来越多地受到人们的重视, 尤其是对于该产品的研究与开发有重要的现实意义。本文是对其金属结构用有限元的计算方法对其进行模态分析, 下面对其具体的计算分析过程作简要说明:

一. ALGOR FEAS 软件进行有限元分析的几个功能模块

1) Super Draw II 有限元的前处理模块, 人机交互绘图, 用来建立有限元网格模型, 加入有限元参数。

2) Decodes 译码模块, 用来输入材料信息、组信息(材料密度、泊松比、弹性模量)、颜色信息(板单元的厚度、桁架元的截面面积)等。译码后生成有限元计算时的输入文件。

3) Combsst 粘合模块, 该模块用来粘接不同类型的单元, 将所有译过码的模型组装成总体计算时的模型。

4) Ssap1H 计算模块, 计算整个结构的频率与振型, 并将产生的结果输出存放到一个输出文件中。

5) Super View 模块, 该模块用来对模型进行校核, 检查模型是否有错误, 并用来观察计算的结果。

6) Spolot 打印绘图模块, 绘制各种应力图与变形图。

二. 输入各个部分的结构图, 其中有些简化后的结构按等效结构输入, 输入时利用不同的颜色、层和组来构造模型, 颜色用来分配不同的单元厚度, 层用来分配不同的单元特性及结构的不同部分, 以便模型在建立和修改时显得非常容易, 用不同的组分配不同的材料

特性。对于对称的模型可以只建立其二分之一模型，然后用镜向拷贝命令得到整个模型。

三. 单元划分

在 Super Draw II 中，同样利用不同的层、组和颜色来划分有限元网格，生成不同特性的各种单元。

(1) 板单元，在该模型中，对吊臂的上盖板，下盖板，油缸，油缸支座，根部支座车架以及转向桥采用四边形的等参单元，对几何尺寸变化较剧烈的地方采用梯形和三角形进行过渡，避免出现五边形的单元，以免译码后丢失单元。

(2) 体单元，对于模型中的滑块、轴套、和轴采用六面体的块单元来模拟实际结构，因为这些单元不是分析的重点，所以在划分网格时较粗。

(3) 桁架元，由于油缸的复杂结构，且不是分析的重点，所以在建模时进行了一些简化，用桁架元来等效代换油缸，在译码时输入不同的截面参数，就可以得到不同刚度的桁架元，所以等效代换起来十分方便。在划分完单元后，在相应的节点上加外载荷和边界条件。

四. 对各种不同类型的单元用 Decodes 进行分别译码。译码时输入组信息和颜色信息，单元性质，然后确定分析的类型（如静态分析，模态分析，本文属于模态分析），并输入相应的参数，最后进行译码，译码后形成计算所需的输入文件，通过组来加入材料信息（包括弹性模量、泊松比、密度、重力加速度等），与桁架元有关的参数主要是截面面积。

五. 粘合组合成结构的有限元模型。译码后，可在 Super View 模块中分别观察模型，检查对比，看模型是否有丢失的单元，如有必须回到 Super Draw II 中重新修改模型，然后再译码，如此反复直到模型准确无误为止。最后在把这几种不同类型的单元（板单元、体单

元、桁架元) 进行粘接组合成结构的整体模型, 该工作有 Combsst 模块完成。用 Combsst 粘合模型时必须遵循以下规则:

(1) 不同类型的单元接口处的节点必须一致, 否则在粘和后就不能形成为一个连续的结构体。要使其节点一致, 其方法很简单, 在建立相连的两部分模型而又想把它们放入不同的文件, 分别译码时, 可以先建立模型的一部分, 以文件名 file1 存盘。在建立另外一部分的模型时, 先打开 file1, 然后以文件名 file2 存盘, 在 file2 中保留两部分相连的部分节点, 删除掉其余部分, 然后在此基础上对第二部分进行建模, 这样在粘合时由于坐标位置没有改变, 可以保证粘合后的结构为连续体。

(2) 有限元模型的总体信息取自根文件, ALGOR FEAS 要求将节点自由数、较多的单元放在根文件中。

(3) 结合点处的边界条件取自根文件

(4) 每个文件里各自具有的边界条件(非粘接点处)在粘合后都存在。

(5) 每个文件里的外载荷在粘合后都存在, 若在粘接点处两种单元类型都有载荷, 则在粘合以后的载荷是两者的载荷之和。

在具体粘合模型时, 以车架(板单元)所在的文件为根文件, 依次粘合伸缩臂、基本臂、滑块, 轴销、转向桥等所在的文件, 在粘合后形成结构的总体模型, 并生成了总体结构的有限元计算输入文件。

六. 由于本文是分析结构的模态, 所以用 ALGOR FEAS 软件的模态分析模块 Ssap1H 进行求解。

在计算中的主要参数如下:

节点数: 5164

板单元: 4379

体单元: 680

桁架元: 3

边界元: 4

计算频率数: 5

方程数: 28932

带 宽: 从 26741 压缩到 840

占用磁盘空间: 386M

占用机时: 422.474minuts

第五章 数据处理

在进行计算前，必须为计算程序准备足够的数据以保证能得到比较准确的结果。在准备数据前，我们所建立的模型本身是根据一定的数据建立起来的，模型也有它本身的结构尺寸。因此在整个过程中，我们可以把众多的复杂数据分为几个部分来处理：

第一部分是模型本身的结构尺寸，板的厚度，这部分由设计图纸给出。

第二部分是材料的特性参数，如弹性模量、密度、泊松比。

第三部分是整机的计算载荷以及诸如发动机、驾驶室、配重等重要零部件的简化。

第四部分是某些次要的复杂结构，通过等效刚度代换以后的结构参数。如油缸、轮胎、驱动桥及转向桥等。

第五部分是根据分析的类型来确定控制代码，以及计算分析时所采用的量纲系统。

准备完以上五种数据以后，就可以把这些不同的数据加入到不同的 ALGOR FEAS 分析模块，最后计算得出结构的固有频率与固有振型。

我们知道，对于单自由度体系的振动，其模态参数只有一个固有频率和固有振型；对于两自由度体系的振动，其模态参数有两个固有频率与固有振型；对于无限多自由度的连续体来说则具有无限多个固有频率与固有振型，即使我们用有限元的方法把这个连续体离散成有限个自由度的系统，这个数目也是相当庞大的。但实际的经验与理论告诉我们，对整个系统影响最大的也就是前几阶固有频率与固有振型，对于高阶频率与高阶振型可以忽略它们的影响，本

文在计算时取了系统的前五阶固有频率与固有振型（主振型）。计算框图如图 5—1。

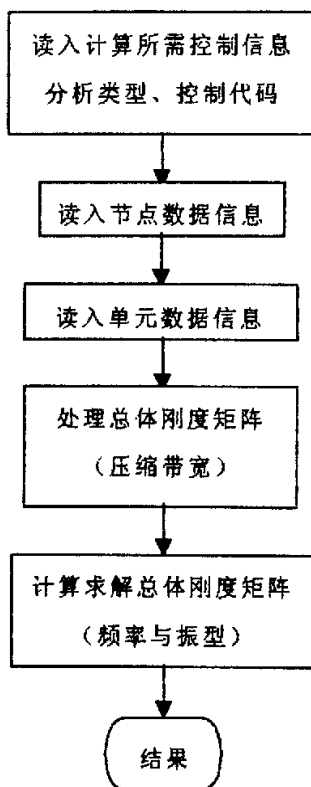


图 5—1

通过计算得出系统的前五阶固有频率与固有振型如下：

系统的前五阶固有频率：

一阶	二阶	三阶	四阶	五阶
1.461	8.0329	10.585	13.268	18.652

系统的前五阶振型图如下：

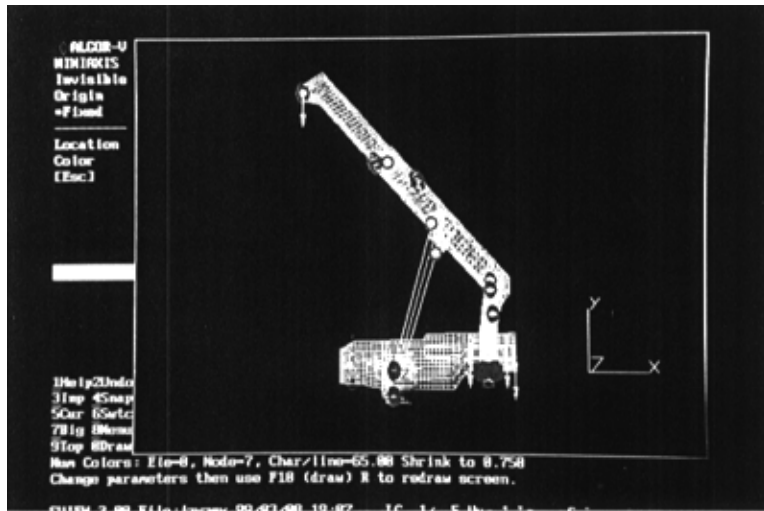


图 5—2 一阶振型图 (X—Y)

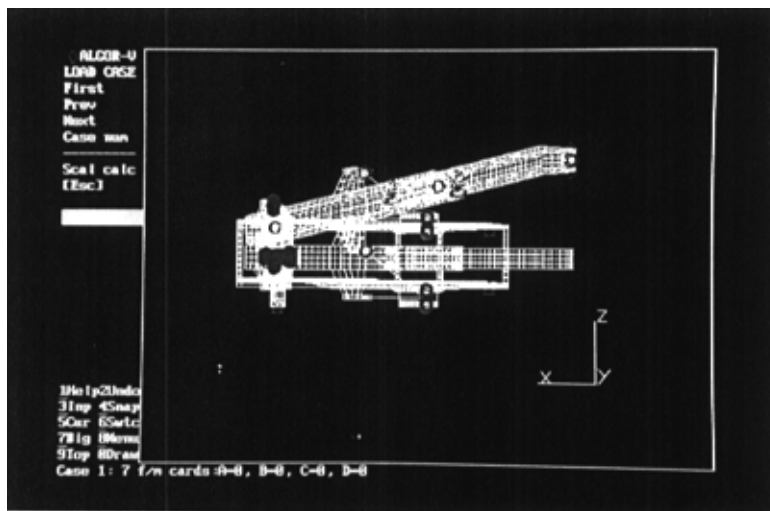


图 5—3 一阶振型图 (X—Z)

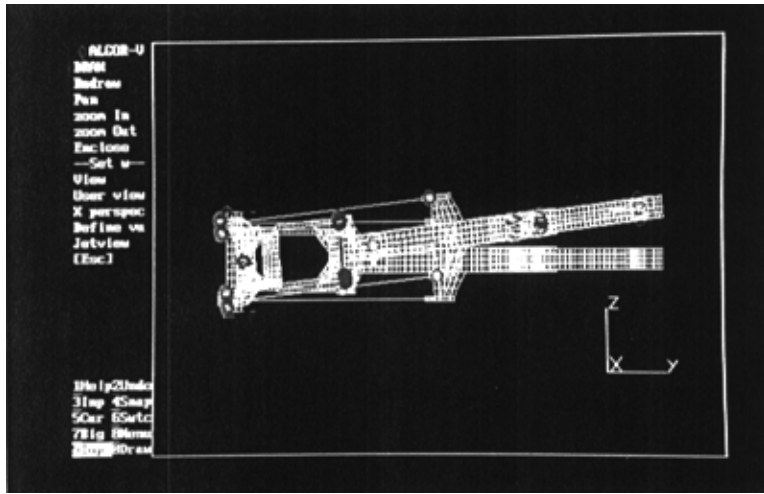


图 5-4 一阶振型图 (Y-Z)

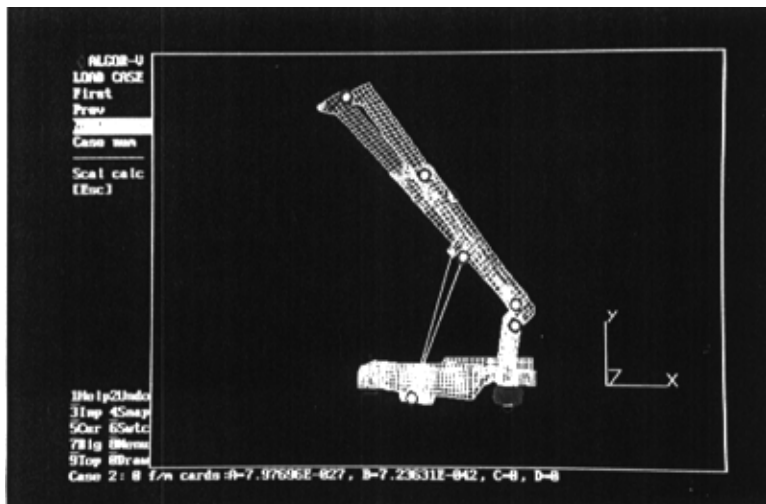


图 5-5 二阶振型图 (X-Y)

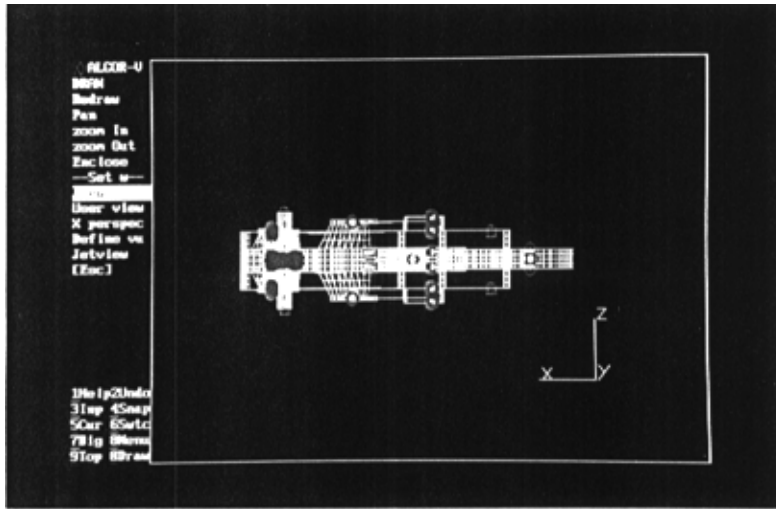


图 5—6 二阶振型图 (X—Z)

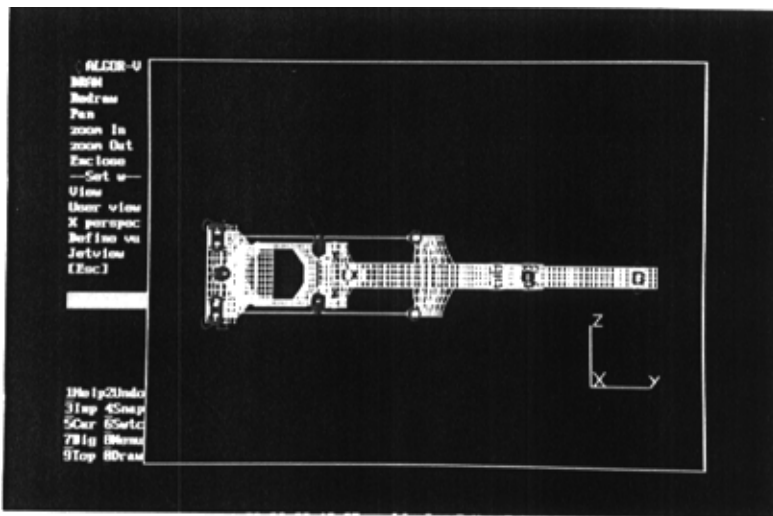


图 5—7 二阶振型图 (Y—Z)

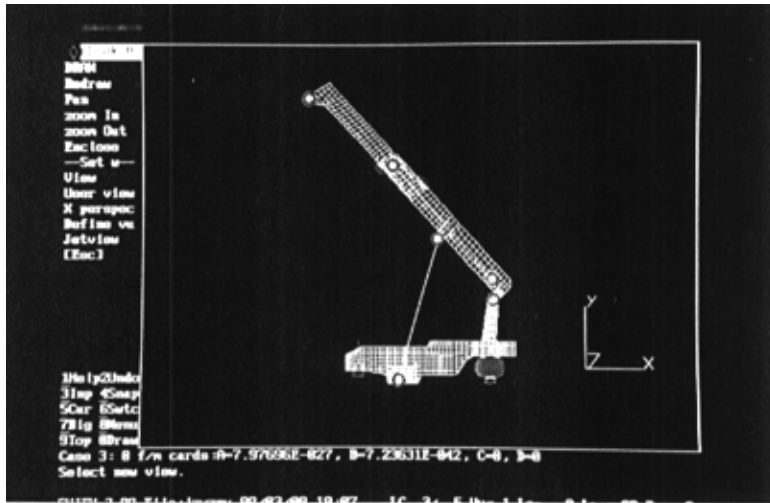


图 5—8 三阶振型图 (X—Y)

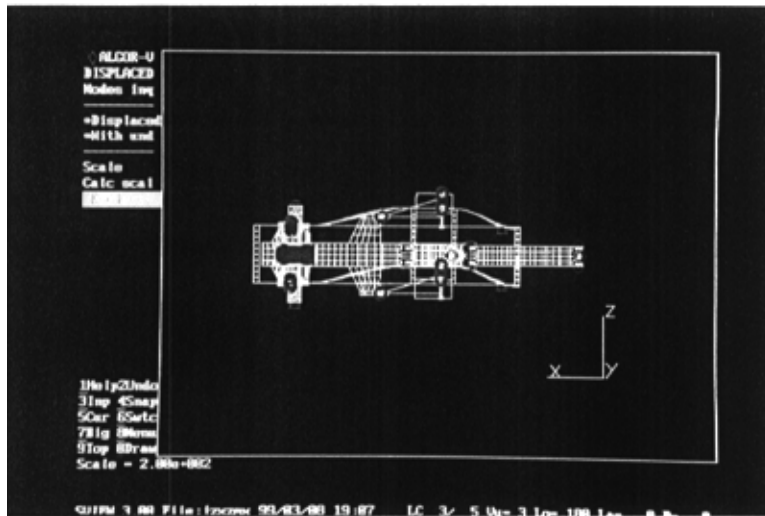


图 5—9 三阶振型图 (X—Z)

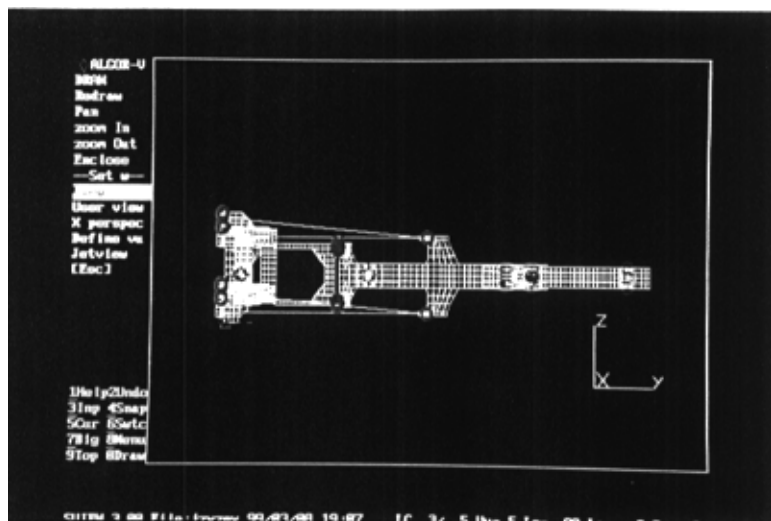


图 5—10 三阶振型图 (Y-Z)

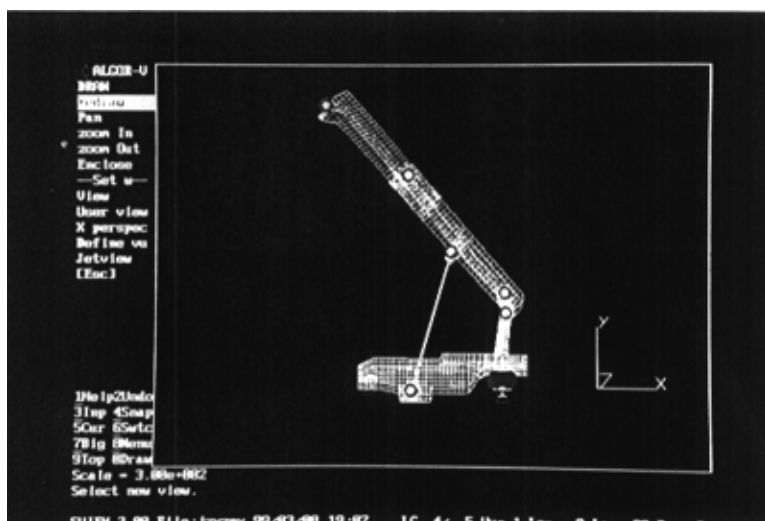


图 5—11 四阶振型图 (X-Y)

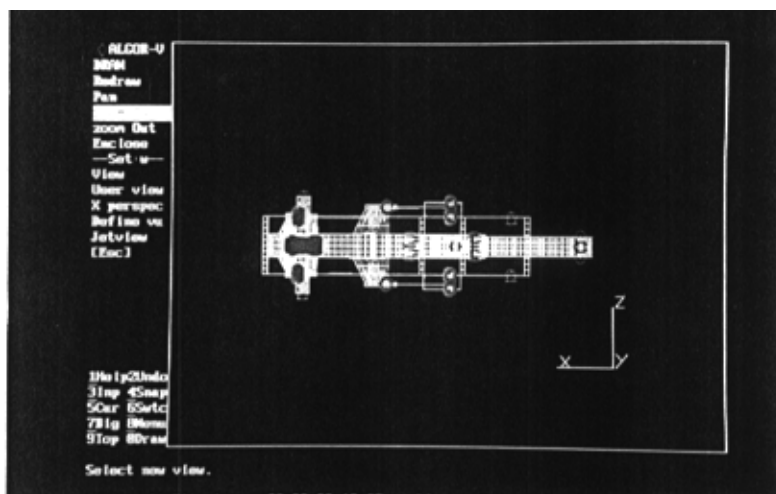


图 5—12 四阶振型图 (X—Z)

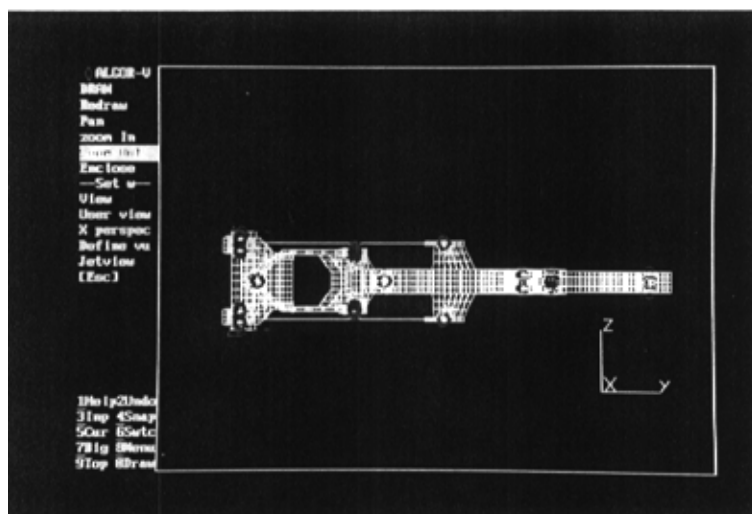


图 5—13 四阶振型图 (Y—Z)

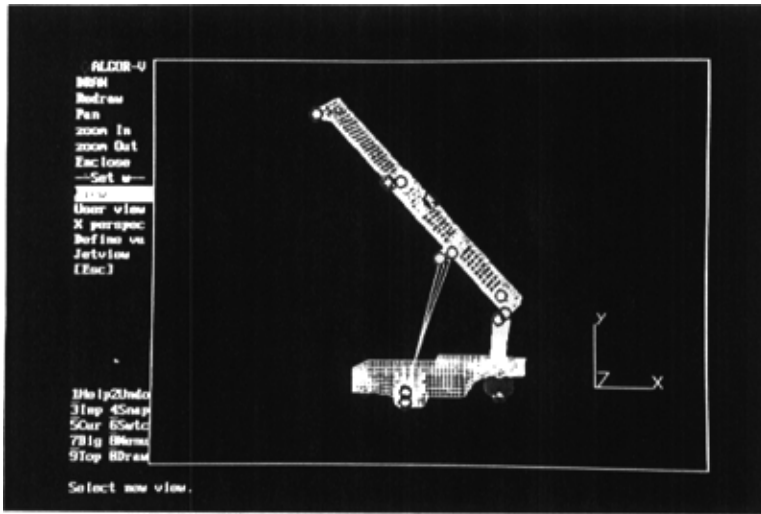


图 5—14 五阶振型图 (X—Y)

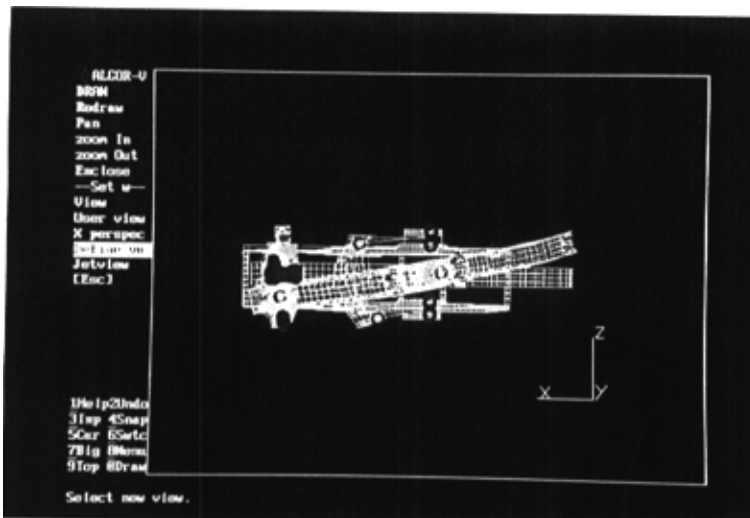


图 5—15 五阶振型图 (X—Z)

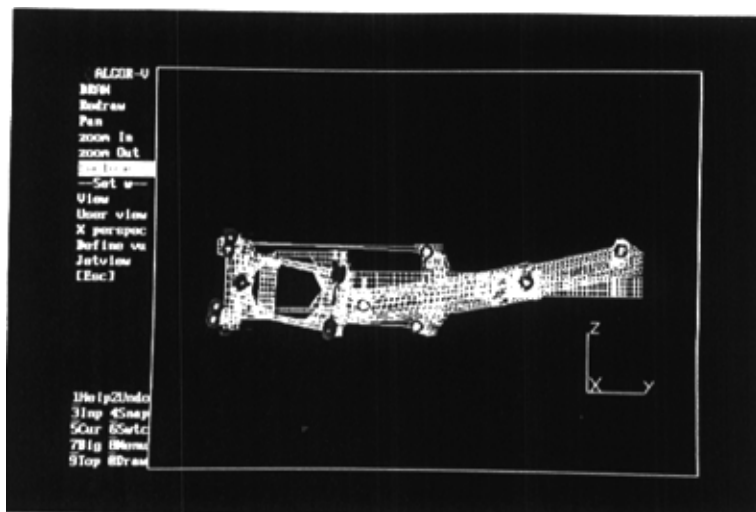


图 5—16 五阶振型图 (Y—Z)

一阶振型图 (X—Y)

主要是上下方向的振动位移，沿 X 方向的变形较小。

一阶振型图 (X—Z)

表现为沿 Z 方向的摆动，摆动时以吊臂摆动幅度为最大，整个吊臂变形小，但由于举伸油缸的抗吊臂摇摆的能力小，而根部为箱型结构，刚度较大，所以吊臂在偏摆是绕吊臂根部的旋转，而车架本身也有一定的倾斜。

一阶振型图 (Y—Z)

在此平面可以清楚地看到，整机有绕 X 轴翻转的倾向，最大位移在吊臂端部，位移为 2.081mm。

二阶振型图 (X—Y)

整机以举升油缸与车架铰接点为轴心有向后仰的趋势，吊臂端部位移 1.932mm，根部位移 0.9674mm，车架尾部位移 0.8498mm，

车架前端位移 0.2938mm。

二阶振型图 (X—Z)

车架两侧板的中间向内弯曲，弯曲的最大位移为 0.5693mm，可见中间的刚度相对较差。

二阶振型图 (Y—Z)

由图可见在 Y—Z 平面内变形不大。

三阶振型图 (X—Y)

由图可见在 X—Y 垂直面内变形不大。

三阶振型图 (X—Z)

可以看到车架中部沿 Z 轴方向的位移振动，即车架中部与举伸油缸连接部分发生了侧向位移，位移值为 1.962mm。

三阶振型图 (Y—Z)

可以看出同样是车架中部发生了侧向位移。

四阶振型图 (X—Y)

整车沿上下方向振动，吊臂略有弯曲、向上翘，而车架也略有向后仰。吊臂端部位移 1.392mm，吊臂根部位移 0.7293mm，车架前端位移 0.9326mm，车架尾部位移 0.7275mm。

四阶振型图 (X—Z)

在此平面内无大的变形

四阶振型图 (Y—Z)

可以看出整机沿 Y 轴方向的振动

五阶振型图 (X—Y)

车架发生了扭曲变形，车架尾部也一边向上翘(位移 0.3526mm)，另一边向下弯(位移为 0.4783mm)，整个车架中部一边上移(位移为 0.6868mm)，另一边下移(位移为 0.6942mm)。

五阶振型图 (X—Z)

吊臂发生了弯曲和偏摆，同时与吊臂根部相连的箱体结构也发

生了扭曲。

五阶振型图 (Y—Z)

整个车架沿 Z 方向摆动，而吊臂向相反方向偏摆。从上可以看到到了第五阶以后整机在各个方向上都发生了扭曲变形。

以上五阶振型图全部是结构经过改进后的振型图，而改进前的振型图本文不在一一列出，不过从振型图上可以看出，未经改进的振型图到第三阶的时候，与吊臂相连的后支架部分，以及与后支架相连的车架尾部都已经发生了较大的变形。改进前的第三阶振型图如图 5—17。

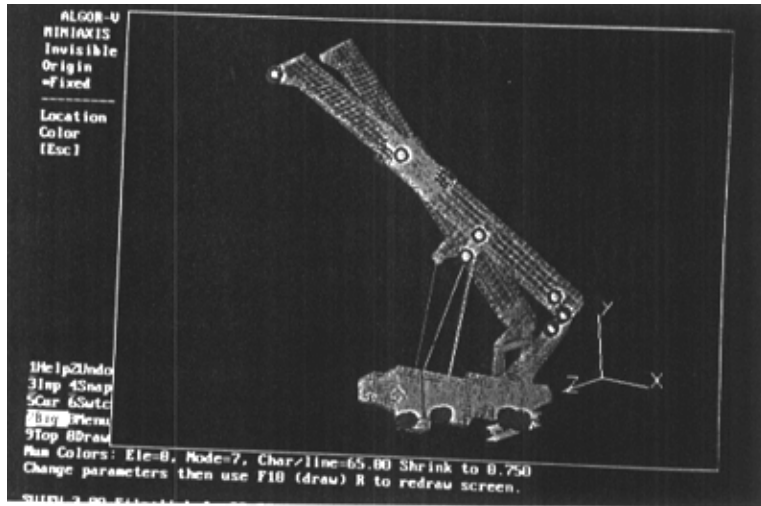


图 5—17 改进前的第三阶振型图

第六章 模态分析

所谓模态分析，就是确定所研究机械的动态特性，即测定模态参数。因此，机械的研究和设计人员根据最终的模态参数，一方面改变结构形式，使之具有良好的动态特性。模态分析技术是一个尚未形成完整体系的新学科，是一门兼振动理论、测试技术及识别技术的跨学科技术，是现代设计方法和现代生产管理（如设备监控、质量监控等）不可缺少的工具。模态分析的方法主要有组合子系统分析法，模态组合法，灵敏度分析法，系统识别法，有限元法和实验模态分析。本文采用有限元方法计算模态分析，属于结构的动力学问题。计算模态分析从机械结构的几何特性与材料特性等原始数据出发，采用有限元法形成系统离散的数学模型——质量矩阵和刚度矩阵，然后通过求解特征值问题确定系统的模态参数。由模态迭加法可以分析机械结构在已知外载荷作用下的动态响应或动态稳定性等问题。而传统的实验模态分析则是基于系统响应与激振力。动态测试由系统输入（激振力）和输出（响应）数据。经信号处理和参数识别确定系统的模态参数属结构动力学的逆问题。

§6.1 模态分析的基本原理

对于一个实际的工程系统或机械设备，不仅要考虑它的静态特性，更重要的是要知道它的动态特性。系统或设备都是在多变的输入和干扰信号作用的动态条件下工作的，所以它们的响应经常是处于由一个过渡状态变化到另一个新的过渡状态的过程中，平衡状态只是相对而言的。随着生产和科学技术的高速发展，机械产品与设

备也日益向高速、高效、精密、轻量化和自动化方向发展，产品的结构也日益趋于复杂，对其工作性能的要求也越来越高。为了使这些产品和设备安全可靠地工作，其结构系统也必须具有良好的静、动态特性，同时设备在工作时的振动与噪音，会损害操作者的身心健康，并且污染环境也是一个要致力于解决的问题，为此必须对机械产品和设备进行动态分析和动态设计，以满足机械结构静、动态特性与低振性，低噪音的要求。在进行动态设计时可以有很多种方法，如有限元建模法、传递矩阵法、以及实验模态分析法、混合建模法。本文前几章就是用有限元建模法，通过计算机这一工具，经过复杂的计算，求得了集装箱吊运机机械结构的固有频率和振型。但是求出结构的固有频率和振型并不是我们的最终目的，我们的最终目的是利用求出的频率和振型对原结构进行分析与比较，找出其原结构中较薄弱环节和不合理的地方，并对原结构进行改进，以提高设计的质量，使得产品在设计阶段就可以避免一些错误，减少产品在试制过程中的费用，以最终达到工程应用的目的。即用模态分析技术解决在工程中遇到的设计、诊断、减振、降噪、提高产品的性能与质量等问题。

§6.2 模态分析的基础理论

为了确定机械的动态特性，即作用在机械上的外力及其动态响应，需要测量其传递函数。传统的获得传递函数及模态参数的方法是利用数值分析技术的模态分析，其程序框图 6—1：

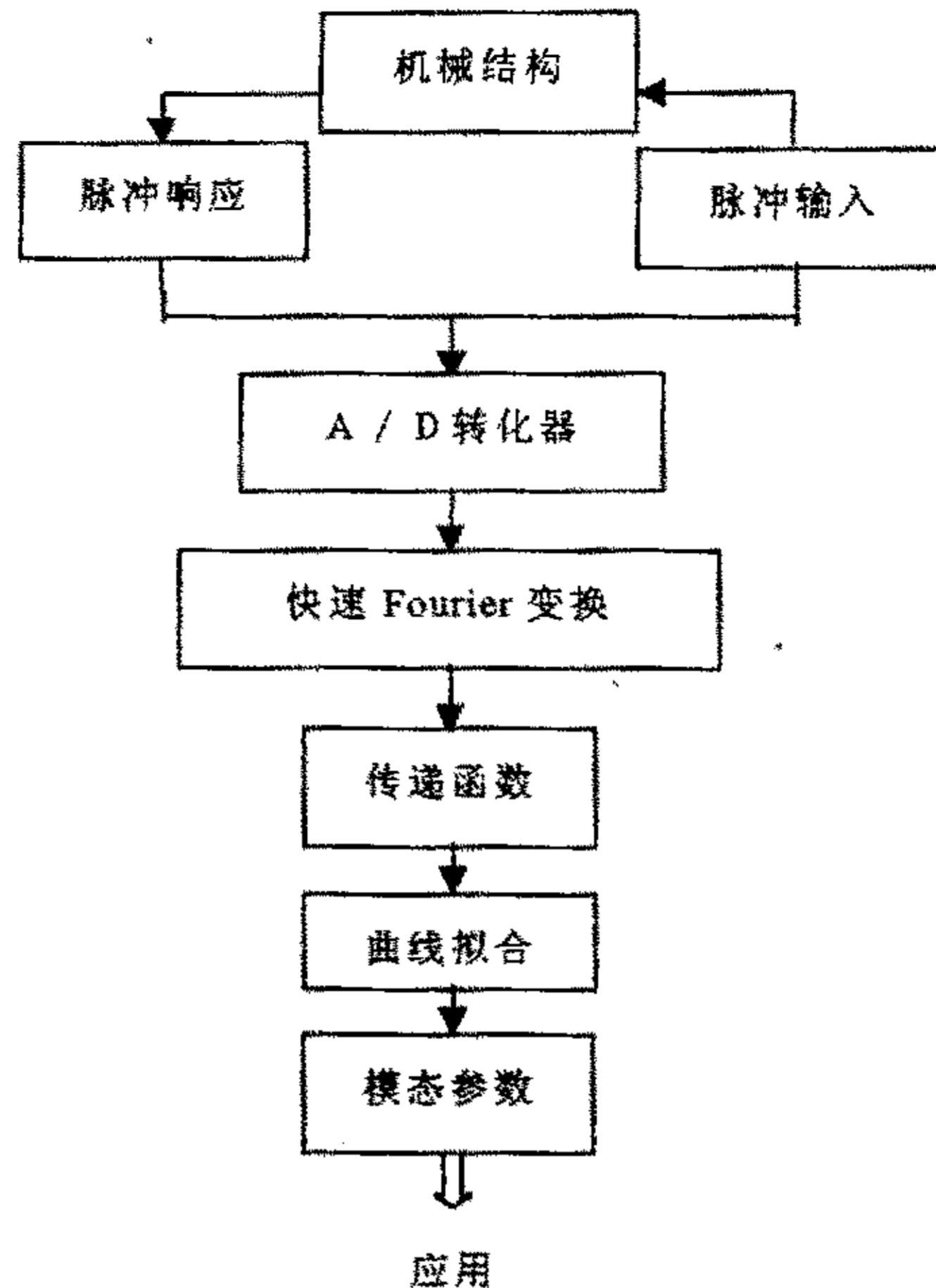


图 6—1 传统模态分析程序框图

如图 6—1，人为给机械加激振力，同时测出其响应。然后将信号经 A/D 转换器进行采样，输入小型计算机或者微型计算机。这些数据经快速 Fourier (FFT) 变换，测出激振点与响应点之间的函数。如果要求振动模态，必须对机械上的各点反复地测量其传递函数，根据 FFT 原理，传递函数通常是等频率间隔内的离散数据，因此对固有频率、阻尼比，振动模态等模态参数需要有精确求解的数值方法，这种方法称为曲线拟合，最后根据所得到的模态参数，在绘图

仪和显示屏上将振动模态的全部动态过程以活动图象来显示，最后将这些模态参数与模态图象应用于工程实践。

一个复杂的振动系统，可以离散成具有有限个自由度的系统，系统自由度的个数被定义为完全描述系统运动所需的独立坐标个数，有了模态分析方法以后，线性系统可以化成一组互不相关的单自由度振动，其中每一个都类似于单自由度运动方程。多自由度系统与单自由度系统的区别在于它不是具有一种固有状态，而是具有多个固有状态。和单自由度系统相同，固有频率是表示系统的固有状态，不同的是多自由度系统具有一个以上的有限个固有频率和固有振型，它的数目与系统自由度数目相等。多自由度离散系统的运动方程一般用一组联立的二阶常微分方程组来描述。方程组中各方程存在偶合项，这就给解题带来困难。采用适当的坐标变换，可以解除偶合项从而求解。

模态分析的基本内容主要包括：

- 1) 模态分析的基础理论
- 2) 模态参数的识别
- 3) 实验模态分析技术中的动态测试技术

但是只掌握的这些还远远不够，因为模态分析的根本目的是工程应用，即用模态分析技术解决在工程中遇到的设计、诊断、减振、降噪、提高产品性能与质量问题。

在 50 年代，以机械阻抗理论为基础的现代模态分析雏形就已经开始在工程中得到应用，但那时的应用远没有现代的模态分析应用所包含的范围那么广泛、内容那么深刻。随着高速、大容量的计算机软、硬件技术、快速付里叶变换技术、激励与测试技术、各种理论分析及数值计算方法的出现与发展，模态分析的应用已达到了一个新的高度。可以说在航空、航天、航海、机械、电子、交通、能源、建筑、矿山、地质、地震等各个领域都能列出大量的应用模态

分析技术解决工程问题的例子。模态分析技术发展至今本身并没有统一的明确的含义，有的文献认为，试验模态分析是指在机械上各点人为地对机械施加激振力，同时测量其响应，由此求出机械上各点的传递函数，最终计算出，固有频率和振动模态向量等数据（称为模态参数）的方法。

根据这种观点推论，进行震动实验，信号处理及通过有限元理论求取模态参数都不能算是应用，而应用是利用这些模态数据解释、分析、计算、和解决工程遇到的问题。

根据所使用的参数不同，模态分析应用可分为三类：

- a) 振型参数的应用
- b) 阻尼与固有频率参数的应用
- c) 模态数据的综合应用

其中第一类应用主要是通过对模态振型的分析，来确定结构的振动形态及薄弱环节，最终找出解决振动及噪声问题的方法。

第二类应用常用于分析与判定振源及固有模态，诊断结构的故障等方面。

第三类则是对以上各模态参数和频率响应函数等数据的综合应用。它既包括了对结构动态性能的分析，也包括预测改变后的结构动态性能等方面的应用。

从严格方面来讲，第一、二类应用所利用的参数并不是完全独立的。事实上，在对一类应用问题进行分析时，往往也要利用另一类数据进行辅助分析。因此，模态分析应用又往往根据所解决的问题分为：结构振型的显示及分析、结构频率及阻尼特性分析、故障诊断、载荷识别、模态控制、声强分析、灵敏度分析、模态综合、模态修改、有限元模型的修正和物理参数的识别等等。最早的模态分析应用主要是对结构振型、频率、与阻尼特性的分析。随着计算机技术的发展，诸如动画显示、模态修改、修正有限元模型等模态

分析应用方法也逐渐在实践中得以实现。

这种方法是一种传统而又很有效的方法。但是它又有一定的局限性，它只适用于机械结构已经制造生产出来的样机或者至少有其按一定的比例缩放的模型，然后才在这种样机或者模型上进行分析，在分析过程中还须用到激振器械及测量仪器，而且其过程复杂费时。可见这种方法设计周期长，费用高，远远不能适应机械产品向高速、高效的方向发展。用本文第二章第二节所述及的有限元方法来求解结构的固有频率与振型，就克服了以上缺点，它不用生产试制样机或者模型及一大堆测量仪器，而只需要设计图纸和一台微机在设计阶段就可以预知结构的固有频率与振型，然后根据这些模态参数判断出结构不合理的地方，并对这些不合理的地方进行改进。从而大大地缩短了设计周期与试制阶段的费用。

§6.3 固有频率与振型的影响因素分析

振型的动画显示及分析是模态分析技术中最广泛最基本的应用，通过计算机屏幕动态地显示振型，使人们可以直观地观察到结构在某阶模态下的振动形态。通过对振型的分析易于找出结构的薄弱环节，易于判别振动的原因，易于提出对结构进行修改的意见，因此振型分析是结构动态分析、改进设计的有效手段，能为改进结构的性能提供第一手资料。

振型是每一结构所固有的振动表现形态，是结构个点相对振动量之间的关系，它不随测试条件和测试方法而改变。传统的获得振型的方法是通过传递函数矩阵某一行或某一列进行模态参数的识别得到系统的所有模态参数。然后对振型进行正则化求得瞬态振型。

而本文所涉及到的集装箱吊运机金属结构的振型是用有限元的方法获得，由前面计算可得到振型图和频率如第五章，从频率和振型可以看出：结构以 1.461HZ 的一阶频率，在垂直面内作上下方向以及绕 X 轴线方向转动的振动。在二阶频率 8.0329HZ 下，结构有向后仰以及两侧板的横向振动。在三阶频率 10.585HZ 下，车架中部发生侧向振动。在四阶频率 13.268HZ 下，整机沿上下方向振动。在五阶频率 18.652HZ 下，整机在几个平面内都发生了相应的振动。由振型可以看出机械的振动变形量都很小，因此从结构强度方面来讲是足够的。从振动频率来看，集装箱吊运机在作业过程中，外界激振的频率主要是集装箱起吊、堆放的时候、吊运机在行走过程中轮胎遇凹凸不平路面引起冲击以及在行走时的起动和制动所引起的冲击，不过这些外界激励都只是短暂的、随机的，因此对于结构的影响较小。前面我们已经提及，机械结构的振动特性的好坏，不仅决定了整机的结构强度与寿命，而且还决定了驾驶室司机工作环境的好坏。由人机工程学可知，司机是在一个振动的环境中工作，振动对人的影响主要取决于振动的强度，而振动强度一般是用加速度有效值来确定的。除了振动强度外，还有两个十分重要的因素。其一是振动频率，通过实验证明，人对 4~8 Hz 的振动感觉最敏感，频率高于 8Hz，或低于 4Hz，敏感性就逐渐减弱。其二，对于同强度、同频率的振动来说，振动的影响还同接触振动的的时间有关。短时间内可以容忍的振动，时间一长就很可能变成不能容忍。振动如果过于强烈，就会引起人的注意力、工作效率，还会降低人的视力，反应迟钝，影响操作的准确性、灵活性和协调性，使得人容易疲劳，从而导致工作效率的降低，甚至伤害事故的发生。从本文计算所得的频率来看，几阶频率都不在 4~8 Hz 之内，只有二阶频率接近这个范围，但振动的幅度强度都不大，所以敏感性不是很强。因此综合这些因素来看，该集装箱吊运机的结构动态特性是比较良好的。

下面列出不同参数情况下所得出的不同模态参数：

(振型图略)

频率参数如下：

1 改变轮胎的刚度系数

轮胎刚度系数 (N/mm)	一阶 频率	二阶 频率	三阶 频率	四阶 频率	五阶 频率
1122	1. 3611	7. 5847	10. 585	12. 103	18. 526
1372	1. 4610	8. 0329	10. 585	13. 268	18. 652
1622	1. 5476	8. 4472	10. 585	14. 311	18. 771

- 2 改变结构刚度。改变前的结构是：在吊臂根部与车架之间的连接通过后支架来实现的。后支架是两块与车架相连的板组成的。改变后的结构是：把两块连接板分别改成箱型结构，箱型底部与车架侧板相连并加加强筋，在两块连接板之间也加以筋板来增加结构的刚度。

改变结构 刚度	一阶 频率	二阶 频率	三阶 频率	四阶 频率	五阶 频率
改变前	1. 3198	7. 2212	10. 037	10. 428	13. 400
改变后	1. 4610	8. 0329	10. 585	13. 268	18. 652

从以上频率可以看出：轮胎刚度系数对系统频率的影响主要在一阶、二阶及四阶，对三阶频率和五阶频率影响较小，而且频率随着轮胎刚度系数的增大而频率有所提高，但变化不大。对于改变结构刚度对频率的影响，可以看出改变前和改变后频率有较大的出入，改变前的结构频率明显低于改变后的频率，结构改变前的振型在第三阶就已经出现的较大的变形，且二阶频率已经在人的敏感频率范围以内，所以改变后的结构明显好于改变前的结构。

结 论

本文应用有限元及模态分析的理论和方法,对 40' 集装箱吊运机机械结构的动态特性进行了研究,在进行的过程中对其结构进行了精确的建模,在建模中所遇到的诸多问题,如:模型的简化、有限单元的划分、边界条件的处理等都进行了深入的阐述,对利用 ALGOR FEAS 来进行有限元分析时建模的具体方法积累了一定的经验并计算出了结构的前五阶模态参数,从所得到的结果来看,改进后的结构是令人满意的。

与有限元的方法一样,本文计算结果的准确性取决于模型建立的准确性,模型的简化时对于原模型的近似程度。本文对于油缸、轮胎以及驱动桥的简化,由于没有实验数据,因此这部分的简化只能借鉴前人的一些经验公式,来进行建模。这样虽然跟实际模型有一定的出入,但仍然可以得到比较满意的结果,因此用这种方法来研究结构的动态特性仍不失为一种较好的方法。目前对结构的动态特性的研究大多数都是利用实验模态分析来进行,这种方法不仅费时,费力,而且耗费巨大。用本文的方法来研究结构的动态特性就显得特别重要。本文最后充分利用计算机这个高速计算的工具,改变结构的不同设计参数来进行计算,得出不同的计算结果,再根据计算结果的好坏来选择最佳设计参数。

致 谢

本文是在王金诺教授和邓斌副教授的精心指导下完成的，在论文的选题和研究方法上给予了悉心指导，谨向他们表示衷心的感谢。同时在做论文工作期间还得到了王少华、程文明、黄洪钟、许志沛等老师以及博士生丁国富、硕士生靳慧的帮助和支持，在此一并对他们表示感谢。

参考文献

- [1] 王金诺. 起重运输机金属结构. 北京: 中国铁道出版社, 1984
- [2] 吴 晓. SQTJ160 铁路起重机三节伸缩臂有限元分析及局部应力计算方法研究. 西南交通大学硕士论文, 1996
- [3] 左鹤声, 彭玉鹭. 振动试验模态分析. 北京: 中国铁道出版社, 1995
- [4] 张令弥. 振动测试与动态分析. 北京: 航空工业出版社, 1992
- [5] 扬景义, 王信义. 试验模态分析. 北京: 北京理工大学出版社, 1990
- [6] 赵淳生, 汪凤泉, 陈卫东. 工程师机械振动学. 南京: 南京工学院出版社, 1988
- [7] 徐燕申. 机械动态设计. 北京: 机械工业出版社, 1992
- [8] [日]大久保信行. 机械模态分析. 上海: 上海交通大学出版社, 1985
- [9] 陈安宁, 董卫平. 振动模态分析技术. 北京: 国防工业出版社, 1993
- [1 0] [英]A.C.沃尔肖. 机械振动与应用. 北京: 中国铁道出版社, 1994
- [1 1] 陈 新. 机械结构动态设计理论方法及应用. 北京: 机械工业出版社, 1997
- [1 2] 赵经文, 王宏钰. 结构有限元分析. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1988
- [1 3] 阎以诵, 靳晓雄. 工程机械动力学. 上海: 同济大学出版社, 1986
- [1 4] 丁皓江, 何福保等. 弹性和塑性力学中的有限单元法. 北京: 机械工业出版社, 1989
- [1 5] 赵汝嘉. 机械结构有限元分析. 西安: 西安交通大学出版社, 1990
- [1 6] 白木万博等. 液压挖掘机动态强度分析的设计系统. 矿山机械, 1989 (1)
- [1 7] 丁予展. 装载机结构动态特性研究. 矿山机械 1986 (8)
-

- [1 8] 矛承钧, 殷晨波. ZL40 型装载机动态设计分析. 工程机械, 1992 (6)
- [1 9] 郑永强. 轮式装载机工作装置有限元模型. 工程机械, 1991 (12)
- [2 0] 杨国静, 钟春彬. 用微机进行装载机结构件有限元分析. 工程机械 1992 (2)
- [2 1] 阎 民. 装载机动臂有限元分析力学模型. 工程机械, 1990 (7)
- [2 2] 张 华. ALGOR FEAS 软件在塔基结构计算中的应用. 建筑机械, 1996 (10)
- [2 3] 王会义, 王焕德. 集装箱吊运机工作臂载荷分析. 建筑机械, 1994 (12)
- [2 4] 何小新, 周复光, 杨亚娜. 建筑机械轮胎变形的简化模型. 建筑机械
- [2 5] 周庆敏, 毛承钧. 基于知识的工程机械结构分析模型化方法. 工程机械, 1996 (5)
- [2 6] 王吉忠. 装载机结构强度的分析方法和力学模型的建立. 工程机械, 1996 (10)
- [2 7] 叶志民, 刘红欣. 国外几种大型微机有限元分析系统 (FEAS) 简介. 计算力学学报, 1997 (2) 第 14 卷第 1 期
- [2 8] 程耿东, 曾 勇. 工程结构有限元模型化知识系统. 计算结构力学及其应用, 1993 (2) 第 10 卷第 1 期
- [2 9] 丁玉兰. 人机工程学. 北京: 北京理工大学出版社 1991
-