

第 2 章 揚排水ポンプ設備

第2章 揚排水ポンプ設備

第1節 一般事項

1. 適用範囲（標準）

河川管理施設としての揚排水機場のうち、ポンプ口径が 350 mm から 2000 mm までと可搬式水中ポンプについて適用するものとする。

〔解説〕

- (1) 揚排水ポンプ設備とその付属設備は「揚排水ポンプ設備技術基準（案）」「揚排水ポンプ設備設計指針（案）」によるものとする。
- (2) 「揚排水ポンプ設備技術基準（案）」及び「揚排水ポンプ設備設計指針（案）」には、次の施設構成であり本編では、附帯設備を主として記述する。

施設構成

- 1) 主ポンプ設備
 - 2) 主ポンプ駆動設備
 - 3) 系統機器設備
 - 4) 監視操作制御設備
 - 5) 電源設備
 - 6) 除塵設備
 - 7) 付属設備
 - 8) 機場上屋・機場本体・吐出水槽
 - 9) 環境対策
 - 10) 安全対策
- (3) 救急排水ポンプ設備として台風や大雨等の非常時に、中小河川の氾濫による洪水を防ぐための可搬式水中ポンプ設備があるが、その設計施工については「救急排水ポンプ設備技術指針」によるものとする。

出典：[1]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P15.P16

(4) 関連諸法令及び基準等

ポンプ設備は、種々の設備技術を結集した総合設備であり、関連する諸法令や基準等に適合した設備としなければならない。

示方書等の名称

示方書・指針等	発刊年月	発刊者
河川管理施設等構造令	平成 23 年 12 月	(社)日本河川協会
建設省河川砂防技術基準(案)	平成 9 年 10 月	(社)日本河川協会
揚排水ポンプ設備技術基準(案)・同解説	平成 13 年 2 月	(社)河川ポンプ施設技術協会
揚排水ポンプ設備設計指針(案)・同解説	平成 13 年 2 月	〃
揚排水ポンプ設備 配管工事設計要領(案)	平成 2 年 10 月	(社)河川ポンプ施設協会
配線工事設計要領(案)	平成 2 年 10 月	〃
盤内機器選定要領(案)	平成 2 年 10 月	〃
救急排水ポンプ設備技術指針・解説	平成 6 年	(社)河川ポンプ施設協会
排水機場等遠隔操作監視設備技術マニュアル(案)	平成 13 年 8 月	(社)河川ポンプ施設技術協会
揚排水機場設備点検・整備実務要領	平成 14 年	(社)河川ポンプ施設技術協会
河川ポンプ設備更新検討事例集	平成 8 年	(社)河川ポンプ施設技術協会
河川ポンプ設備更新検討マニュアル	平成 8 年 3 月	(財)国土開発技術 研究センター編集

出典：[4]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説
(平成 13 年度版)
(H13.2) P15. P16

第2節 計画

1. 計画手順(標準)

(ポンプ設備の設計)

ポンプ設備は、揚排水機場の目的に適合した性能、信頼性、耐久性、安全性、経済性、維持管理性等を備えるため、次の各号により設計を行うものとする。

1. 計画水位条件に対し、所要の揚排水量を確保する。
2. 主ポンプの台数分割は、揚排水量の変動への追従、危険分散等を検討し決定する。
3. 機場の規模、管理運用体制に対応する監視操作方式を選定する。
4. 安全で確実な運転ができ、かつ取扱い容易な構成とする。
5. 揚排水機場は予想される内水位に対して、安全なものとする。
6. 維持管理のための点検整備及び管理運転が容易なものとする。
7. ポンプ設備の設計に際しては、現在及び将来の技術動向を見極め、新技術、新素材等を必要に応じて採用できるものとする。新技術、新素材等の採用に当たっては、信頼性、耐久性等について検討する。

[解説]

(1) 揚排水機場の設計手順

本条では揚排水ポンプ設備の設計に当たって考慮すべき基本的な条件を示している。揚排水機場の機能は、機場本体、ポンプ設備、機場上屋等が一体となって発揮されるものである。したがって、揚排水ポンプの設計に当たってはその関連施設を含めた総合的な検討が必要であり、その設計手順は概ね次図に示すフローによる。

(2) 揚排水量、水位の確認

揚排水ポンプ設備は、運転途中に水位条件が変化するものがほとんどであるため、計画水位条件の設定に注意し、所定の揚排水量が確実に確保されるようにポンプ計画全揚程の決定を行うこと。また、本川・支川の河道改修計画、将来の地盤沈下や地域開発等により必要とされる吸込水位が低下する可能性のある場合、ポンプの運転可能最低水位については、長期的な水位変動条件をあらかじめ見込むか、あるいは将来の対応が可能な計画を行うよう配慮することが望ましい。

(3) 設置台数

揚排水ポンプの設置台数は、計画洪水時の出水変動や平常時の出水にも円滑な排水運転ができること、あるいは揚水量の変動への追従性を基本に、土木工事費、用地費等の経済性も配慮して決定するものとし、機場全体の計画揚排水量と危険分散を考慮し2台以上とする。ポンプの仕様、形式は、維持管理面等より見ると同一のものが好ましく、揚排水量の変動に追従した運転を行うためには、基本的には台数制御により対応するが、より効率的な運転を行うためには容量の異なるポンプの採用も検討する。

排水ポンプは、計画洪水時の出水変動に追従できるとともに、運転を必要とする平常時の出水にも円滑な排水運転ができるよう、1台当たりの排水量を定める。

また大きな湛水池を機場の前面に持たない場合は、導水路からの流入量に見合ったポンプ容量を考慮しなければならないため、流入量変動に配慮したポンプ台数分割を行うほか異口径ポンプ、羽根角度制御方式の採用あるいは回転速度制御方式の採用も検討する。なお排水ポンプ設備においては計画洪水時を前提にポンプの台数割りを設定しており、維持管理の充実による信頼性の確保を前提に、経済性の面も含めて予備機を設置しないことを標準とする。

(4) 維持管理

「河川ポンプ設備 点検・整備・更新検討マニュアル(案)」にライフサイクルコストの算出の参考となる点検の考え方や機器・装置の標準的な取替・更新年数が記されているので参照のこと。

出典：[1]

揚排水ポンプ設備設

計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P24.

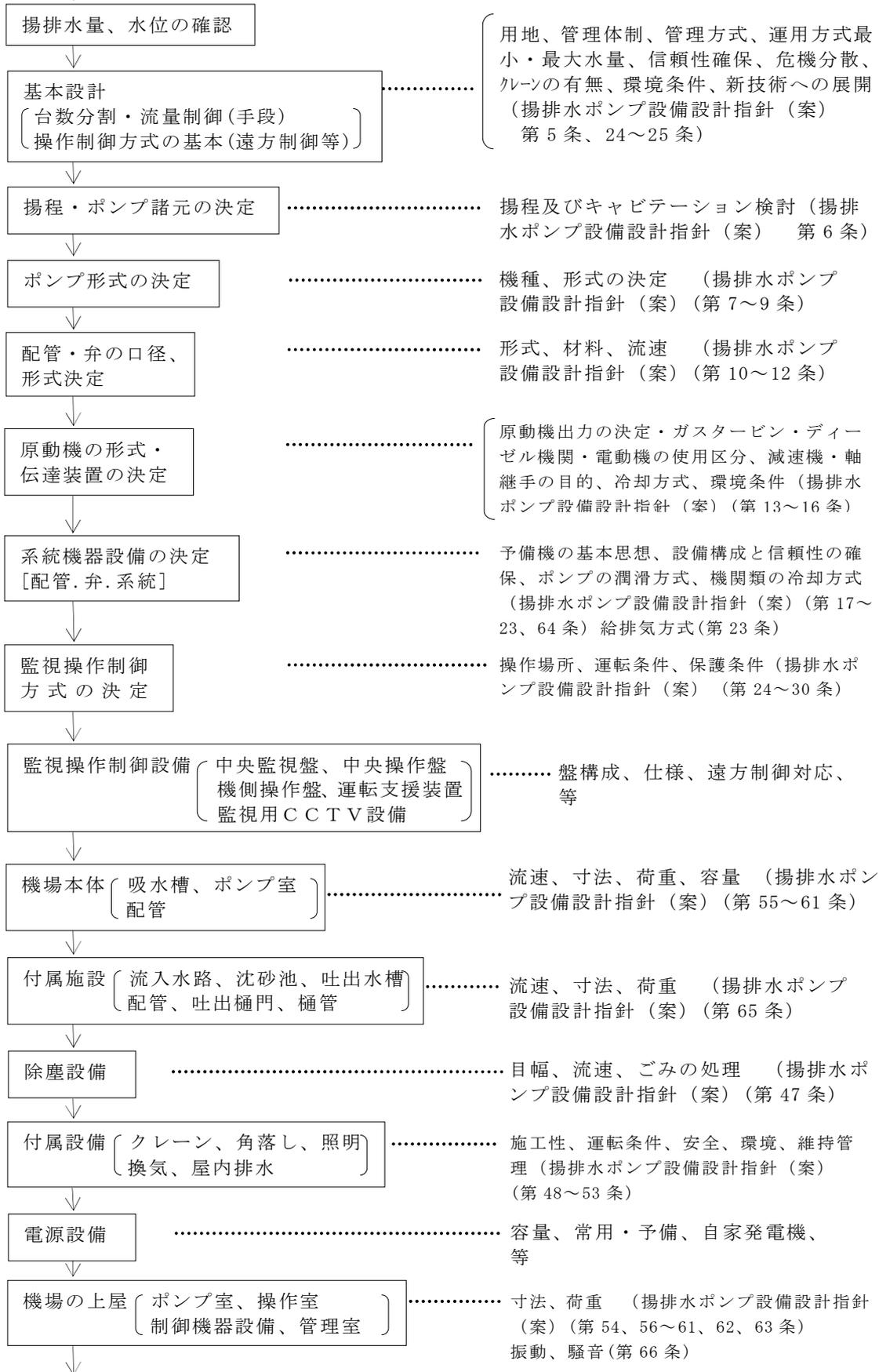
出典：[4]

「河川ポンプ設備検・
整備・更新検討マニ
ュアル(案)」

(平成20年度版)

(H20.3) P2-19

揚排水機場設計開始



出典：[1]
 揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説
 (平成13年度版)
 (H13.2) P25

(注) 機場の構成や目的によっては、詳細設計手順や検討項目がこれと異なる場合もある。

ポンプ設備の設計手順

第3節 ポンプ設備

1. 主ポンプ

(主ポンプの形式)

主ポンプの形式は、軸形式、機種形式、据付形式の組合せで表され、主ポンプの全揚程、吸込性能、始動性、信頼性及び保守性等を総合的に評価して決定する。

〔解説〕

1-1 主ポンプ形式

主ポンプの形式は、軸形式、機種形式、据付形式の組合せから成り、この組合せの中から、用途(低揚程ポンプ、高揚程ポンプ)、規模、環境面、敷地スペース等の立地条件、全揚程、吸込性能、始動性、信頼性、維持管理性及び経済性等より総合的に評価して最適なものを選定する。

1-2 軸形式

軸形式は主ポンプの軸方向を表したもので「立軸形」、「横軸形」、「斜軸形」等に分けられるが、一般に「立軸形」、「横軸形」が多い。

軸形式の一般的な比較を下表に示すが、据付面積、吸込性能、維持管理性、操作性、経済性等を考慮して決定する。

軸形式の比較

軸形式 項目	立軸形	横軸形
機場面積	横軸形より小さい	立軸形より大きい
満水	羽根車が吸水位より下にあるので不要	一般に羽根車が吸水位より上にあるので必要
吸込性能	羽根車が吸水位より下にあるので、横軸形に比べて有利	羽根車が吸水位より上にあるので、立軸形に比べて不利
始動性	速い	遅い
内部点検	ポンプ全体を引き上げて分解点検する	上部ケーシングを取り外せば点検が可能である

1-3 機種形式

(1) 一般的な主ポンプの軸形式と機種形式は、下表の組合せとなる。

軸形式と機種形式

軸形式	低揚程ポンプ	高揚程ポンプ
立軸ポンプ	軸流形、斜流形	斜流形、渦巻形
横軸ポンプ	軸流形、斜流形	渦巻形

出典：[1]

揚排水ポンプ設備設計
指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P45～P47

(2) その他のポンプ形式としては、コラム形水中モータポンプ(軸流形、斜流形)、渦巻形水中モータポンプ(渦巻形)、チューブラポンプ(軸流形、斜流形)がある。設備の規模、周辺環境に起因する特殊な設置条件の場合には、水中モータポンプ、又はチューブラポンプの適用も検討する。

1-4 据付形式

軸形式と規模により主ポンプ据付状態を表わす据付形式が決まるが、主ポンプを支持する機橋本体の構造により、「一床式」と「二床式」がある。立軸ポンプと横軸ポンプの据付形式は次の下表 据付形式を標準とする。

なお、渦巻ポンプで立軸の場合には、電動機容量が大きいことが多く主ポンプの上に直接据付られず二床式としなければならないこともあるのでその都度検討する。

据付形式は、施工性、耐久性、経済性等を考慮して決定するものとし、一床式と二床式の据付形式比較(立軸ポンプの場合)を下表 据付形式の比較に示す。

据付形式

据付形式	一床式	二床式
立軸ポンプ	○	○
横軸ポンプ	○	—

据付形式の比較(立軸ポンプの場合)

項目 \ 据付形式	一床式	二床式
施 設 条 件	・地盤(原動機設置床)と吸込水位の差が少ない場合に適する。	・地盤(原動機設置床)と吸込水位の差が大きい場合に適する。
土 木 構 造	・二床式に比べ構造は単純である。 ・大規模の場合、荷重が一ヶ所に集中するので、土木構造物が大がかりになることがある。	・一床式に比べ構造は複雑である。 ・大規模の場合、荷重が二ヶ所に分散できる。
維 持 管 理	・原動機が立軸駆動の場合、設置位置が床面より高くなるので、点検作業が煩雑になることがある。 ・駆動方式により、二床式と同等の合もある。	・床面からの駆動機の高さは一床式に比べて低くでき、点検作業が容易である。
そ の 他	・大規模の場合、原動機設置位置が高くなるので、振動に留意した設計が必要である。	・振動に対しては、一床式に比べて有利である。

出典：[1-4]

揚排水ポンプ設備設

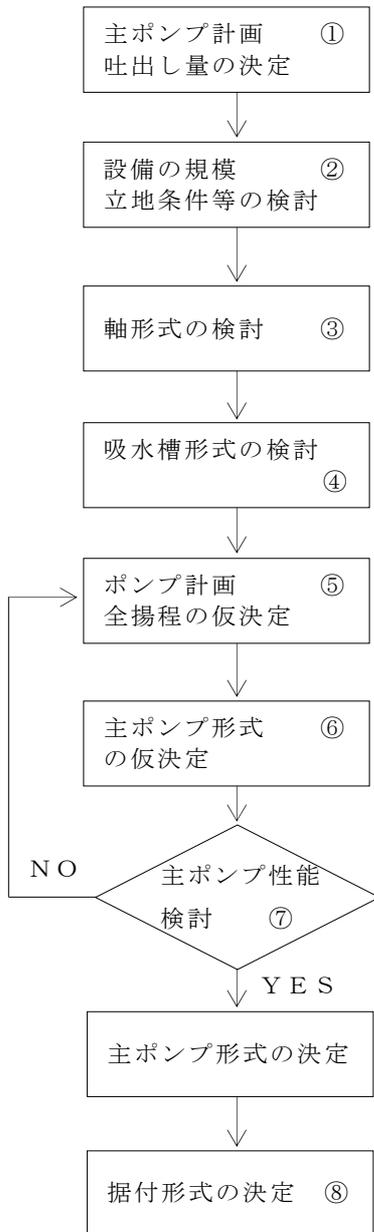
計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P46

1-5 主ポンプ形式の選定

主ポンプ形式を選定する一般的な手順を下図に示す。



主ポンプ形式の一般的な決定方法

- ① 主ポンプの計画吐出し量の決定は、揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説第6条による。
- ② ポンプ設備の規模や周辺環境に起因する特殊な設置条件がある場合には、水中モータポンプやチューブラポンプの適用も検討するが、採用にあたり、信頼性、維持管理性、設備全体の経済性等について十分な検討を行う必要がある。
- ③ 排水ポンプの場合は、運転の始動性及び操作性や保守管理の容易性を重視する必要があるため、始動時間の遅れが許容されない場合には、立軸形を優先して選定する。

また、敷地面積が狭く横軸形の据付配置に無理がある場合も同様である。

一方、寒冷地で吸水槽が凍結する恐れがある場合や水質が著しく悪い場合には、羽根車が水没しない横軸形の選定も必要となる。

揚水ポンプの場合は、吸込性能、経済性、維持管理性等により、軸形式を選定する。

- ④ 吸水槽形式には、オープン形とクローズ形があり、主ポンプに適した吸水槽形式を選定する。渦流防止板付オープン形吸水槽やセミクローズ形吸水槽等、高流速化技術の適用を図り、吸水槽形式の検討を行う。揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説(第55条参照)

⑤ 主ポンプの計画全揚程の仮決定は、ポンプ計画実揚程に、第8条に示す配管等の損失水頭を加えて行う。(以下決定したポンプ全揚程を主ポンプ仮全揚程と呼ぶ)

⑥ ⑤で求めた主ポンプ仮全揚程は前頁1-2 1-3に示す軸形式及び機種形式を満足しなければならない。また、立軸ポンプで仮全揚程が小さい場合、始動時のサイフォン形成可否を検討する。吸込側運転開始水位と水平配管上部との高さが仮全揚程の1.3倍以内であることが必要である。

出典：[1-5]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説
(平成13年度版)
(H13.2) P47

2. 主原動機設備

(排水ポンプ用主原動機)

排水ポンプ用主原動機は、外部動力に頼ることなく運転を継続できるものとし、低頻度運転にも適したものとする。

1. 排水ポンプ用主原動機の選定は、始動時及び運転時の機能、信頼性、維持管理性等を総合的に評価して行う。

〔解説〕

2-1 基本事項

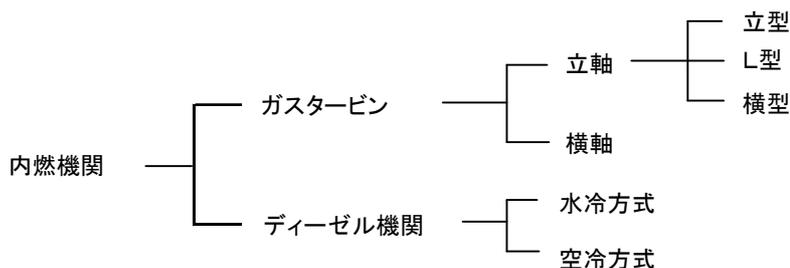
排水ポンプは、台風や集中豪雨等による洪水時に運転するもので緊急性が高く、停電等の外的要因でポンプが始動できなかつたり、運転中のポンプが停止することは回避しなければならない。

内燃機関は、外部からの電源供給に頼ることなく運転を継続できる機能を有すること、また、低頻度運転に対しても適合していること等より、排水ポンプ用主原動機は内燃機関とする。

なお、水中モータポンプとするような場合には、電源として自家発電設備を設置するのを原則とする。電動機に関しては第15条解説による。

2-2 内燃機関の選定

内燃機関には下図のようにガスタービンとディーゼル機関がある。



内燃機関の種類

2-3 原動機の種類と比較

内燃機関の選定は、機能、信頼性、維持管理性等の面より総合的に検討する。

ガスタービンとディーゼル機関の一般的特性の比較を次表に示す。

ガスタービンは、系統機器を含めた設備の簡素化をもたらす、システム全体の信頼性を向上させることができる。また、ガスタービンは、多くの出力範囲のものが開発されており、その普及と共に保守体制も整ってきた。このため、排水ポンプ用の内燃機関は、通常はガスタービンを標準とするが、設備規模、設置条件、機関出力、設置スペース、経済性や維持管理特性等の点でディーゼル機関の方が合理的となることもあるので、原動機の種類を選定にあたっては、十分な検討を行う。

なお、ディーゼル機関とするときは、空冷方式、ラジエータ水冷方式、管内クーラ方式等システムの簡素化を考慮する。

出典：[2]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P96～P98

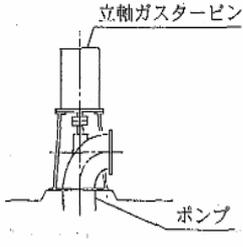
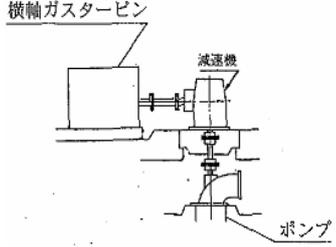
原動機の種類と比較(参考)

原動機の種類 項目	ガスタービン	ディーゼル機関
付帯設備	冷却水が不要となることより、系統機器が簡素化されるので信頼性が高い。 燃料貯油槽の容量がディーゼル機関に比べ大となる。(燃料消費率が悪い)	冷却、燃料、始動に関連した各種系統機器やセンサ類が必要である。 ガスタービンに比べ関連する系統機器、センサが多い。
始動性・操作性	ディーゼル機関に比べ始動性が良い。始動時の制御がやや複雑であることを除けばディーゼル機関に比べて操作は簡単である。また、軽負荷運転が可能である。	関連機器、センサが多く操作はやや複雑である。 ねじり振動の制約より回転数制御時には注意を要する。
建屋・基礎	機器荷重及び動荷重が小さい。 ディーゼル機関に比べ排気量、発生熱量が大となるので大きな排気消音器、ダクトのスペースと大型の換気設備を考慮する必要がある。	本体荷重及び動荷重が大きいのでそれに見合う強固な土木基礎が必要である。
振動・騒音	回転機械なので振動は小さい。また、本体発生音は大きいが高周波特性のためパッケージ化により比較的容易に対応できる。	往復動内燃機関のため振動や騒音が大きい。周囲の環境によっては建屋側での十分な考慮が必要となる。
排気ガス	ディーゼル機関に比べ、NOx やばい塵量の低減が図れる。また燃料に灯油を使用することにより、A重油を使用した時よりも更にSOxを低減させることができる。	排気温度はガスタービンより低い。 ガスタービンに比べNOx値が高い。
維持管理性	構造が簡単のため、部品点数も少なく点検箇所も少ないが主要部の分解整備時は工場へ持込む必要がある。 なお、通常の日点検、月点検では点検する箇所は少ない。	点検箇所はガスタービンより多いが点検整備はほとんど現地で可能である。 また、寒冷地では凍結防止等の対策が必要となる。

ガスタービンの形式は、出力軸方向により立軸ガスタービンと横軸ガスタービンとに分類される。

下表に立軸ガスタービンと横軸ガスタービンの比較を示す。

立軸ガスタービンと横軸ガスタービンの比較

形式	立軸ガスタービン	横軸ガスタービン
機器構成		
設置面積	極小	小
高さ	高い	低い
減速機	内蔵	別置
保守性	一床式の場合、パッケージ廻りに点検歩廊が必要。	床面からの保守が可能。

出典：[2-3]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P97

立軸ガスタービンは、横軸ガスタービンに比べ設備の設置面積を小さくすることができるが、ガスタービンパッケージ本体の比較だけでなく、給排気ダクトの配置や維持管理性等総合的に検討し形式を決定する。

また、立軸ガスタービンには、立型、L型、横型の3種類があり、パッケージ寸法やダクト位置等が異なるので、機場の状況や配置を勘案し選定する。

ガスタービンの分類

ガスタービンの形式	原動機としての出力軸方向	ガスタービンの種類	軸の構成と方向	
			ガス発生機	出力タービン
立軸ガスタービン	立方向	立型ガスタービン	立方向	立方向
		L型ガスタービン	横方向	立方向
		横型ガスタービン	横方向	横方向
横軸ガスタービン	横方向	横型ガスタービン	横方向	横方向

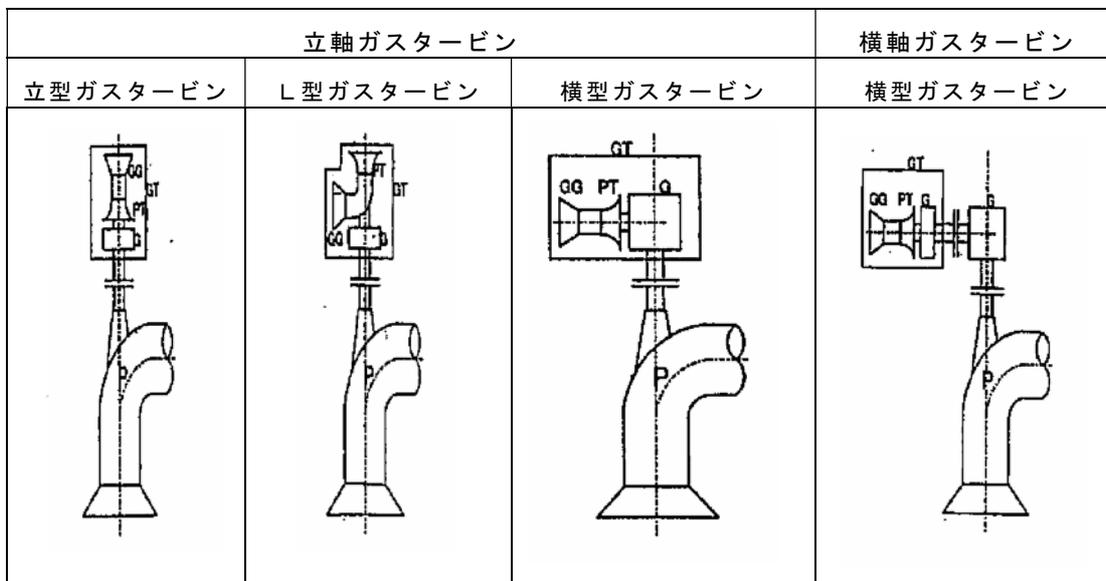
出典：[2-3]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P350

ガスタービンの概念図



※GT：ガスタービン(GG：ガス発生機、PT：出力タービン) G：歯車減速機 P：ポンプ
 (注)大出力ガスタービンに関しては減速機を内蔵しない場合もある。

立軸ガスタービン比較表

	立型ガスタービン	L型ガスタービン	横型ガスタービン
一般的適用出力	202kW~2059kW	220kW~735kW	200kW~1165kW
ガスタービン形式	二軸式ガスタービン	二軸式ガスタービン	一軸式ガスタービン
始動の対応	有負荷で直接始動	有負荷で直接始動	無負荷で始動し、クラッチ機構で接続
流量制御への対応	回転速度制御	回転速度制御	流体継手による回転速度制御
ポンプスラスト	ポンプ持ち	ポンプ持ち	ポンプ、駆動機、両方可能

第4節 ポンプ室

1. ポンプ室の大きさ

(機场上屋・機場本体)

機场上屋及び機場本体は、設備の運転、維持管理に必要な空間を確保する。

1. ポンプ室、操作室、制御機器室等は設備の機能確保のために必要な施設であり、設備の操作性及び維持管理性等を考慮して、合理的な配置を定めるものとする。
2. 機场上屋及び機場本体には、機器の搬出入に必要な搬入口等を設けるものとする。

[解説]

1) 機场上屋

機场上屋は、ポンプ設備の規模及び監視操作制御方式とポンプの形式、原動機の種類等により、合理的に計画する。ポンプ室、操作室、制御機器室等は、機場としての利便性や経済性を考慮して適正に配置し、設備の運転操作が確実にでき、維持管理が容易にできる構造、規模とする。

- (1) ポンプ室は風雨から機器を守るためやメンテナンスのために設けるもので、機器に冠水の恐れのない構造、配置とし、排水ポンプの場合、主原動機、燃料移送ポンプ、機側操作盤等、運転に必要な機器を設置する床面は既往最高内水位、内水側支川の計画堤防高さ、もしくは計画降雨時のポンプ無稼働湛水位のいずれか高い水位以上のレベルとする。それが不可能な場合には、機場及び機器への浸水がないよう、機场上屋、搬入口扉等を水密性の構造とする。

なお、天井クレーンを設けなくて、上屋の天井より機器を搬出入する場合は、天井の搬入口の防塵、防水構造化等を考慮する。

- (2) 操作室は設備・機器を管理しやすい所に設け、監視盤、操作盤等の配置は、人間工学に配慮し、監視、操作・点検がしやすい空間を確保すると同時に換気、防音、空調等を考慮したものとする。

監視盤、操作盤がポンプ場の操作室にある場合は、安全確認のため機械や設備の回りの状況が見やすいように、窓の位置や大きさ等を考慮する。

- (3) 制御機器室は、浸水の恐れがなく、乾燥した場所で腐食性又は可燃性ガスの発生、侵入の恐れのない位置に設ける。また、制御機器室及び発電機室は室温が上昇するので換気を十分に行うものとする。配電盤の周囲は、操作・点検及び補修のため十分な空間を確保する。

機场上屋及び機場本体構造は、ポンプ設備の規模及び監視操作制御方式とポンプの形式原動機の種類等により、合理的に計画することとし、詳細は「揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説(平成13年2月) P243～P269に記述されているので参照のこと。

出典：[1]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P243

2. ポンプ運転時における床版荷重

(機器荷重)

ポンプ室に設置される重量物の荷重は、自重による静荷重及び運転による動荷重の大きさとその作用方向を考慮する。

〔解説〕

1) 荷重の算出式及び対象機器

(1) ポンプ運転時床等にかかる荷重は、次により算出するものとする。

$$\text{ポンプ荷重 (kN)} = (\text{ポンプ質量 (kg)} + \text{水質量 (kg)}) \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{ガスタービン荷重 (kN)} = \text{ガスタービン質量 (kg)} (\text{パッケージ、消音器含む}) \\ \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{ディーゼル機関荷重 (kN)} = \text{ディーゼル機関質量 (kg)} (\text{ベース含む}) \\ \times (9.8/1000) \times 1.3$$

$$\text{電動機荷重 (kN)} = \text{電動機質量 (kg)} \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{流体継手荷重 (kN)} = \text{流体継手質量 (kg)} \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{歯車減速機荷重 (kN)} = \text{歯車減速機質量 (kg)} \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{弁荷重 (kN)} = (\text{弁質量 (kg)} + \text{水質量 (kg)}) \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{配管荷重 (kN)} = (\text{配管質量 (kg)} + \text{水質量 (kg)}) \times (9.8/1000) \times 1.2$$

$$\text{自家発電機荷重 (kN)} = (\text{発電機質量 (kg)} + \text{内燃機関質量 (kg)}) \times (9.8/1000) \\ \times 1.2 \quad (\text{ガスタービンの場合})$$

$$\text{自家発電機荷重 (kN)} = (\text{発電機質量 (kg)} + \text{内燃機関質量 (kg)}) \times (9.8/1000) \\ \times 1.3 \quad (\text{ディーゼル機関の場合})$$

(2) ポンプ場に設置する重量物については、自重による静荷重及び運転による動荷重の大きさとその作用方向を検討し、明確にする。

対象機器としては、ポンプ室に設置される機器の他にフラップ弁、天井クレーン、ゲート、除塵設備等がある。

(3) 一床式立軸ポンプの場合、ポンプ運転中に生ずる軸スラスト(水力的スラスト)はポンプ据付基礎床面に作用することはない。

二床式立軸ポンプの場合、排水機場ではポンプの軸スラスト(回転体質量を含む)をポンプで支持するため、一床式ポンプと同様な条件となる。しかしながら、揚水機場では、立軸片吸込渦巻ポンプの場合、揚程が高くなると、ホンプスラストを電動機あるいは減速機持ちとすることがあるので注意を要する。

(4) ポンプと吐出し弁間に管内クーラを設ける場合には、管内クーラ質量を考慮して機器荷重を決定する。

ポンプ場に設置する重量物については、自重による静荷重及び運転による動荷重の大きさを求めるものとする。詳細は「揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説(平成13年2月) P269~P273に記述されているので参照のこと。

出典：[2]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P269

2) 機場の浸水防止・耐水化

主ポンプ駆動設備、監視操作制御設備、系統機器設備、電源設備等は、既往最高内水位、内水側支川の計画堤防高、もしくは計画降雨時のポンプ無稼働湛水位のいずれか高い水位以上に設置する。それが不可能な場合には、耐水形機器の採用又は機場及び機器への浸水がないよう、機场上屋、搬入口扉等を水密性の構造とする。設計に当たっては施工性、維持管理性等総合的に検討し、合理的な対策を講ずる。具体的な対応策は以下のとおりで、具体的な対策例を以下に示す。

(1) 機器、配線の高設置化

水に浸ることで機能に支障が生じる下記の機器や部品等を想定される水位以上の高所に設置する。また電気の引き込み盤の設置位置も同様に、引き込盤が冠水した場合に電力供給が断たれ、設備の操作が不可能となるため想定水位以上の高所に設置する。

機器、部品、配線の高所設置化

対応策	対象設備例
機器本体の高所設置化	主ポンプ駆動設備(原動機、減速機)、監視操作制御設備(操作盤、制御盤、CCTV、計装機器)、系統機器設備(燃料移送ポンプ、クーリングタワー、別置ラジエータ、オートストレーナ、空気圧縮機、潤滑油ポンプ)、電源設備(引込盤、受変電盤、自家発電装置)
機器駆動部の高所設置化	除塵設備(除塵機、コンベヤ、ホッパ)
貯油槽給油口等の高所設置化	燃料貯油槽の給油口、通気孔
配線の高所設置化	配線・ケーブル接続部、プルボックス

(2) 水密構造化

高所設置が不可能な場合は、駆動機、電気品等を想定される水位以上の高さを持つ止水壁や囲いを設ける。止水壁や囲いに設ける開口部は高所設置又は水密化を行う。なお、特に壁や床の水位計、配管、排気管等の浸水の恐れのある部位の貫通孔等については、適切な間詰対策を施す。また、配線用の管や空気管等からの浸水の廻り込みについても十分チェックする。

水密構造化

対応策	対策例
機場本体の水密構造化	壁の水密化、搬入口・出入口の止水扉化、ドレン孔等床面の開口の廃止、人孔の水密化
機場開口部、壁貫通孔の高所設置化	搬入口・出入口・窓・換気口・配管配線の壁貫通孔の高所設置
機場開口部、壁貫通孔の水密化	立軸ポンプベースの水密化、将来増設用主ポンプ開口部の水密蓋の設置、水位計用開口部の水密蓋の設置、機場を貫通する配管、排気管や電線管周りの壁貫通孔にモルタルを、また、電線管内部の配線周りに樹脂等を充填する止水措置
	排水管がサイホン現象により逆流させないように逆止め弁を挿入する等の措置を施す
機器の囲壁(囲堤)	屋外設置機器を止水壁で囲う

出典：[2]

揚排水ポンプ設備設

計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P32. P33

(3) 機器の水密化

水没しても機能に支障のない機器、又は形式とする。

機器の水密化

対応策	対策例
機器本体の耐水化	投込圧力式水位計、水中モータポンプ、燃料貯油槽の水密蓋
機器駆動部の耐水化	ゲートや弁の電動駆動部の耐水化
機器端子箱の耐水化	水密端子箱

浸水対策例の参考図(1)～(5)については「揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説(平成13年2月) P33～P35に記述されているので参照のこと。

出典：[(3)]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説

(平成13年度版)

(H13.2) P15. P16

第5節 付属設備

1. 除塵設備（標準）

1-1 基本条件

1) ごみの一般特性

一般に排水機場は、内水河川と本川との合流点に設置されることが多く、内水河川中のごみは、水の流れに乗って、次のようなルートで流下する。

- ① 平常時 …………… 自然流下水路を通り、内水河川から本川に流れる。
- ② 異常出水時 …… 自然流下水路をゲートで閉鎖し、排水ポンプを運転する。
したがって、ごみは全量が排水機場に流入する。

ごみの諸特性は、機場設置場所により異なり、除塵設備の計画・設計には実態調査する事が望ましい。

ここでは、ごみの一般的な特性について述べる。

(1) ごみの性状

これまで排水機場に流入したごみには、次のような種類があり、どれを対象とするかによって、除塵設備の仕様は異なる。

中小型ごみ …… 樹脂、ゴム製品、草木、藻、ビニール類、空き缶、動物の死骸など。

大型ごみ …… 自転車、たたみ、冷蔵庫、木製ボート、流木、電柱など。

ごみの比重はゴミの構成により異なるが、実測調査した1例を下記に示す。

(参考) (昭和47年10月 農業土木学会誌 水利施設のゴミ公害、他)

構成 …………… 草類85%、生活ゴミ5%、建材その他10%

ごみ比重 …………… 湿潤重量250kg/m³ (内草類236.3kg/m³)、乾燥重量80kg/m³

(2) 流出特性

内水河川では洪水初期(数時間)の水位上昇時に、晴天時に堰堤や堤防小段などの堤内地に堆積したごみが多量に流出する。

しかし、堤内地に堆積するごみの量は限られており、洪水中期および末期にはごみの流出量は減少するといわれている。

このようなごみの流出特性は時期により変動する。例えば、堤防で除草等が行われた場合、草木類のごみの量は増えることが考えられる。

これらごみの流出特性の定量的なデータは過去において見あたらない。

しかし、洪水初期における最大塵芥量については、次の実測式で表される。

(「指針(案)より」)

$$Vg = K \times Q$$

ここに、Vg : ごみの量 (m³/h)

K : 係数 (0.2~0.25)

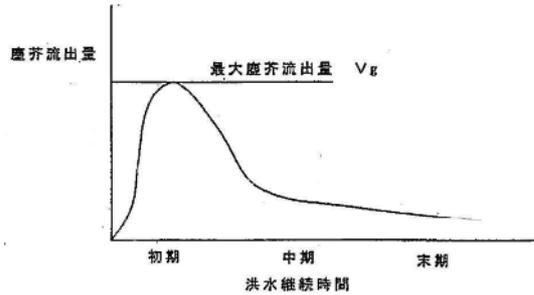
Q : 排水量 (m³/s)

(備考)

① 上式は、ごみの流出量の最大値であり、 V_g に洪水継続時間を掛けて、1回の洪水におけるごみの総量とは言えない。

② 排水機場のごみの流入量、質に関するデータは少ないのが現状であり、洪水時データ収集は非常に困難である。

設備を合理的に設計するためには、ごみの量、質の収集が大切である。



③ 安全率を5～10倍見込んでいる資料もある。

- ・(社)水門鉄管協会「除塵設備設計指針」
- ・(社)農業土木事業協会「鋼構造物計画設計技術指針」(除塵設備編)

④ 実際の設計は、過大設備にならない様にごみの量を算定すること。

2) 設備全体構成

除塵設備は、標準的に以下の機器で構成される。

(1) スクリーン

スクリーンは、人の保護、ポンプの保護のためにポンプ吸込側に設置する。

(2) 除塵機

除塵機は、スクリーンで阻止されたごみを水路より掻上げるために設置する。通常、掻上げられたごみはそのまま搬送装置にのせられる。

(3) 保守管理設備

水路の保守管理のため、水路を遮断して水替え作業を行うことが大切である。そこで、除塵機の上流側には角落しや可動流入堰等を設置する。

(4) 搬送・貯留設備

- ・搬送装置は掻上げられたごみを貯留装置まで搬送するものである。
- ・貯留装置は、ごみを一時的に貯留するためのものである。

(5) 電源・制御設備

除塵設備の各駆動部や付属設備には電動機が採用されている。このため電源設備を設け、被駆動機を運転する制御装置を必要とする。

(6) 後処理

除塵設備によって水路より掻上げられたごみは、洪水終了後地方自治体のごみ処理施設等に搬送され、そこで焼却等処理されることになる。

(廃棄物の処理及び清掃に関する法律の施行の一部改正により環境省会で定める構造を有する焼却設備を用いて環境大臣が定める方法により焼却する事になったため小型の焼却設備では、人的経済的な問題からほぼ焼却は出来ない。)

1-2 スクリーン

排水ポンプの吸水槽入口には、除塵用スクリーンを設けるものとする。

〔解説〕

1) 用途・目的

スクリーンの設置目的は、以下の2つである。

① 人の保護

ポンプ運転中、誤って水路に転落した人がポンプ吸水槽内に吸込まれないようにする。

② ポンプの保護

大型のごみがポンプに流入することにより、ポンプ羽根車等の損傷を防止する。

2) 形式分類（および特徴）

スクリーンの形式にはスクリーンバーの設置方式により、固定設置形と可動形（トラベリングスクリーン等）があるが、固定設置形を標準とする。

固定設置形にはスクリーンバーの配列方向により、立型スクリーンと横型スクリーンがある。

立型スクリーンは草木等のように比較的水路幅方向に広がりをもって流れてくるごみの阻止に対して有効である。

一方、横型スクリーンは立型スクリーンとは異なり、比較的水路幅方向に広がりを持って流入するごみに対して流入阻止効果は少ないが（スクリーン間に取付けられる縦方向スペーサの間隔による）、人の保護に対しては有効である。

3) 選定

① 形式

ごみの回収効率の良い立型スクリーンが一般的である。

4) 設計

① スクリーンの損失

ポンプの全揚程を定める時には、スクリーンの損失は下表による。

1	定置式機械	0.10m
2	移動式機械	0.15m
3	手掻き	0.30m

「揚排水ポンプ設備設計指針（案）」

② 目幅

スクリーンの目幅は以下の通りとする。

a) 人の保護（小学生程度を想定）より、250 mm以下とする。

b) ポンプ保護より、ポンプの異物通過粒径の50%程度にする必要がある。

（一般に、ポンプ口径の1/10～1/20の範囲においては、ポンプの保護上問題ない。）

従って、処理コスト低減等を考慮して、スクリーン目標はポンプ運転に支障のない限り粗めとするが、ポンプ口径の1/10～1/20程度とし、一般にポンプ単機排水量10m³/s以下の場合、30～150 mmを採用する。

③ 板厚

スクリーンの板厚は強度計算で決まる。

SSの場合、腐食代（両面で2mm）を見込み9mm以上とする。

④ 傾斜角度

スクリーンバーの傾斜角度は75度前後が標準的であるが、必要なスペースがとれない場合、最大85度を限度とする。

⑤ 強度

スクリーンは浮遊物の衝突、水位差による水圧等に耐えられる構造とする。
計画最高水位において、スクリーン前後に水位差1m程度生じても支障のない（最大たわみを1/800以下）ものとする。

5) 使用材料

スクリーンの使用材料は、下表を標準とする。

スクリーン使用材料

使用箇所		材料名	材料記号
スクリーン	スクリーン	ステンレス鋼	●SUS 304
		一般構造用圧延鋼材	SS400
	バー通しボルト	ステンレス鋼	●SUS 304
		一般構造用圧延鋼材	SS400
	スペーサ	ステンレス鋼	●SUS 304
		圧力配管用炭素鋼鋼管	STPG370
受桁	受桁	ステンレス鋼	●SUS304
		一般構造用圧延鋼材	SS400
ボルトナット			

(注) 1) 干潮区間に設置するスクリーン及び淡水の場合でも水質の悪い場所に設置するスクリーンは、腐食に対する効果の得やすいステンレス鋼を採用する。

2) 維持管理費を考慮して材質の検討を行う。

3) ●印はよく使用される材料を示す。

1-3 除塵機

型式を選定するときには、機場の地域性、使用目的を充分把握するとともに、流入水路幅、深さ、ゴミの性状、大きさ、量、それにゴミの搬出方法を検討すること。

[解説]

スクリーンに流着するゴミ等の除塵対策を構ずることにより、ポンプ施設の閉塞や損傷、水位低下による空気の吸込を防止し所定の排水容量を確保するため、除塵機が用いられている。除塵機の容量は流下ゴミ量を十分掻上げ処理できるものとする必要があるが、掻取機構は、ゴミの種類や大きさに適したものとする。

1) 用途・目的

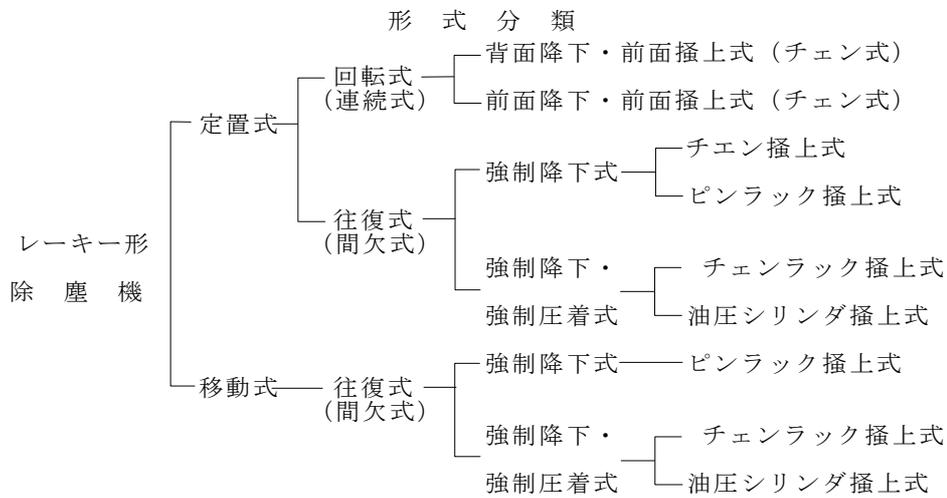
自動除塵機の設置目的は、スクリーン直前にゴミを滞留させないように、速やかにゴミを除去することである。

ゴミが滞留すると流水を妨げ、スクリーンを通過する流速および損失が増加する。その結果、スクリーン前後の水位差は大きくなり、やがて吸水槽内の水位は異常低下し、ポンプの運転に支障を来すことになる。

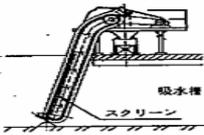
2) 除塵機の形式

除塵機の形式は定置式と走行式に大別され、さらに、掻上げ機構や構造等により細分化されているが、排水用には定置式(前面掻上背面降下型)を採用する機会が多い。定置式はレーキが前面で連続掻上げ可能な形式になっており、ゴミが連続、多量に流入する場合に適し、吸水槽の各スパンに設置する。

なお、口径の異なるポンプが併設される場合は、小さな口径のポンプの運転可能最低水位と水路床面との水深は一般的に浅くなり、機械除塵が困難となる恐れがあるため注意を要する。



定置式除塵機の特徴 (揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説 P208 より)

形式	定置式除塵機 (前面掻上背面降下型)
構造	
特徴	スクリーン両側面のサイドフレームの上部にスプロケット、下部にレーキ反転用ガイドレールを有し、その間にエンドレスチェーンを組み込み、これに一定間隔でレーキを取付けてスクリーン面のごみを連続的に除去する。レーキは水路底部で反転し、スクリーン前面のごみを掻上げながら上昇する。 <ul style="list-style-type: none"> ・連続運転用。 ・処理能力が大きい。 ・粗大ごみの掻上げが可能。 ・自動運転が容易。 ・水上部機械高さが低い。 ・シンプルで故障が少ない。 ・保守点検が容易。
ごみの大きさ	ドラム缶、流木等大型のごみに適す。
ごみの処理能力	連続掻上げなので処理能力は大きい。

出典：[2]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説
(平成 13 年度版)
(H13.2) P208

出典：[2]

揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説
(平成 13 年度版)
(H13.2) P208

掻上げ・降下方式による詳細比較

	(1)	(2)	(3)
形式	背面降下・前面掻き上げ式	前面降下・前面掻き上げ式	レーキスクリーン循環型
運転	連続	連続	連続
構造説明	レーキがスクリーンに対して前面(上流)で掻き上げを行い、背面(下流)で降下を行う。 一般に、揚排水機場に多く採用されている。	レーキがスクリーンに対して前面(上流)で掻き上げ及び降下動作を行う。スクリーンに挟まるごみを掻上げるため、背面降下・前面掻き上げ式とは、レーキの回転方向は異なる。	チェーンガイドに組込まれたエンドレスチェーンのピッチ毎に格子状のスクリーンとレーキ爪を設け、スクリーン全体を回転させてごみを掻き上げる。
長所	流入する塵芥(水面、水中、水路底)に対しての掻上げ対応能力が高く、設備稼働時の除塵機過負荷停止がほとんどなく信頼性が高い。 スクリーンの下流側でレーキが降下することから、降下中にごみを連行して、除塵機下部でごみを噛み込むような恐れがない。	除塵機の下流側にスクリーンを設置することにより塵芥の流出が無い。	エンドレスチェーンのピッチ毎にレーキを取り付けることにより多量の塵芥を連続して掻き上げられる。
短所	スクリーンに対してレーキの通過スペースが必要となり、多少の塵芥流出がある。	流入する塵芥(特に水路底で流れてくる塵芥)に対し除塵機のレーキ通過空間を妨げられ、除塵機の過負荷による停止が多くなる可能性がある。	レーキの構造から運搬する塵芥が大きくなり、機器の電力がアップする。又、構造的に複雑になり、塵芥の種類によりレーキ構造の検討が必要。

	(4)	(5)	(6)
形式	強制降下・強制圧着式	強制降下式	自重降下式
運転	間欠	間欠	間欠
構造説明	レーキがチェーンラックあるいは油圧シリンダを内蔵したビームの先端に取り付けられ、スクリーン面より前方に大きく離れた位置を開口状態で降下し、水路底部でスクリーン面にレーキを閉口状態で圧着してスクリーンに沿って上昇することでごみを掻き上げる。	チェーンあるいは、ピンラックによってスクリーン前面よりやや離れた位置で、ガイドレールに案内されて、アームの先端に取り付けられた、レーキが開口状態で降下し、水路底部で返転した後、閉口して、スクリーンに沿って上昇することでごみを掻き上げる。	レーキにガイドローラを取り付けて、これをワイヤロープにより吊下げて自重で降下させる。レーキは開口した状態でレーキローラがスクリーン面に沿って降下し、水路底部でレーキが閉口してスクリーン面に沿って上昇することでごみを掻き上げる。
長所	スクリーンの前面で除塵する事により、塵芥の流出が無い。 除塵機が水上部にありメンテナンスが容易。 水面、水中、水路底で流入する塵芥も油圧等により掻き上げる事ができる。	スクリーンの前面で除塵する事により、塵芥の流出が無い。 除塵機が水上部にありメンテナンスが容易。 水面、水中、水路底で流入する塵芥も油圧等により掻き上げる事ができる。	(4)、(5)に比べコストが安価メンテナンスが容易。
短所	掻き上げ能力が連続式に比べ少ない。 流入する塵芥の種類によって機械停止の可能性がある。 除塵機の設置空間が大きくなる。	掻き上げ能力が連続式に比べ少ない。流入する塵芥の種類によって機械停止の可能性がある。 保守点検コストが掛かる。 除塵機の設置空間が大きくなる。	水中、水路底で流入する塵芥掻き上げは難しい。

* 揚排水ポンプ設備の機場では、背面降下・前面掻き上げ式の除塵機を標準的に採用する。

(1) 除塵方法による分類

①機械式

機械式は、自動除塵機とよばれ主として電動機を動力として、水路からごみを掻上げるものである。その形式には除塵機の設置場所特有の条件に合うようにさまざまなものがある。

除塵機の形式は、概ね次のように分類することができる。

・設置方法 ・除塵機能 ・レーキの掻上げ ・降下方式 ・レーキの駆動方式

②手掻き式

手掻き式とは人が熊手によりごみを掻上げる方法である。排水機場では、洪水が1日～3日程度継続することが珍しくなく、洪水中（暴風雨中）ずっと人がごみの掻上げ作業を行うことは、現実的ではない。手掻き式を採用すれば、数人の専従員が必要となる。したがって、排水機場では、手掻き式は行わないものとし機械式を採用するのが一般的である。

(2) 設置方法による分類

①定置式

機場の吸込水路の各スパン毎に設置されるものである。通常、ポンプ1台につき除塵機1台設置するが、口径が2000mmを越える大型ポンプの場合、土木強度的な問題から吸込水路がピアにより分割されることがあり、この場合、ポンプ1台につき除塵機2台を設置することになる。

②移動式

移動式は、ポンプ台数が多い場合に除塵機設置台数が少なくすむため、イニシャルコストが安価となる利点があるが、逆に故障時の波及効果が大きいことから、高い信頼性が必要となる排水機場には向かない。

排水機場への採用に当たっては、故障対応などの十分な検討が必要である。

(3) 除塵機能による分類

①連続式

連続式とは、水路上部に駆動用のスプロケットホイール、水路底部にガイドまたは従動用スプロケットホイールを設け、この間に設置したガイドレールを案内としてチェーンをエンドレスに張掛けしたものを左右の水路側壁で一体とした形式の除塵機である。

②間欠式（往復式）

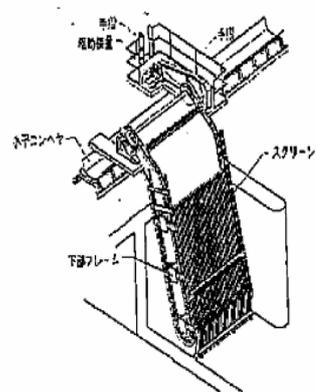
間欠式は、スクリーンの前面あるいは前方をレーキが降下し、スクリーン面に沿ってレーキが上昇することでごみの掻上げを行う除塵機である。

3) 掻上げ能力

除塵機の掻上げ能力はごみの量、質によって決めるが、一般にごみの一回当りの掻上げ量は200～300kg程度として設計される場合が多い。

4) 構造及び材質（右図参照）

- a) 除塵機レーキ幅は、レーキの強度や撓みの関係等から6m以下とし、流入するごみの量に応じたレーキを等間隔に配置しその掻上げ速度は3～5m/minで設計する場合が多い。



定置式除塵機の構造

- b) 除塵機はごみによる目詰まり等のため掻上げ動作に異常を生じることがあるので、レーキは正逆運転が可能な構造とする。
- c) 除塵機(後述の搬送、貯留設備も含め)の基礎ボルトは、機場の土木・建築の耐震レベルに応じた震度に対する荷重を考慮した強度を有するものとする。
- d) 除塵機の主要部材料は、下表に示すものが一般的であるが、流入水質(海水混入)や塩害等により鋼材の腐食が予想される場合には、鋼材の材質及び地上部への亜鉛メッキ処理等を含めた防食対策の検討が必要である。

除塵機の主要部材料(例：定置式除塵機の場合)

使用箇所	材料名	材料記号
サイドフレーム、 駆動台	一般構造用圧延鋼材、 ステンレス鋼	SS400、SUS304
レーキ、スクリーン、 前衛スクリーン	一般構造用圧延鋼材、 ステンレス鋼	SS400、SUS304
レーキチェーン	一般構造用圧延鋼材、 ステンレス鋼、 クロムモリブデン鋼	SUS304、SUS403、 SS490、SCM435
sprocketホイール	球状黒鉛鋳鉄、 ステンレス鋼	FCD600、SCS13、SCS2
軸	ステンレス鋼、 機械構造用炭素鋼鋼材	SUS304、SUS403、S35C、 S45C
ガイドレール	ステンレス鋼	SUS304
エプロン	一般構造用圧延鋼材、 ステンレス鋼	SS400、SUS304

1-4 搬送設備

除塵機には、ゴミの搬送設備を設けることを標準とする。

〔解説〕

搬送先端の高さによって、水平、又は傾斜型コンベヤ等が選択される。機場に用いるコンベヤを計画するには次の各項について充分把握しておく必要がある。

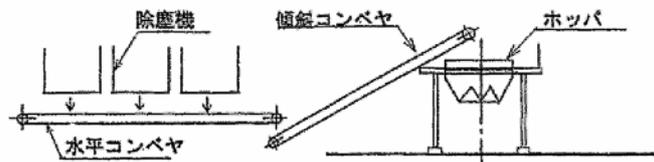
- ・ゴミの見掛比重、性状寸法、化学的成分、運搬量
- ・コンベヤ路線の立面図における水平、傾斜の組合せ
- ・積込個所位置、数
- ・荷卸し個所位置、数
- ・使用頻度
- ・関連装置との運転制御方式
- ・その他

1) 構成

搬送設備は、除塵機で掻上げたゴミを一時貯留場所まで搬送するために設置し、設備の構成は場内一時貯留方法との組み合わせにより概ね次のような方式がある。

(1) ホッパ式

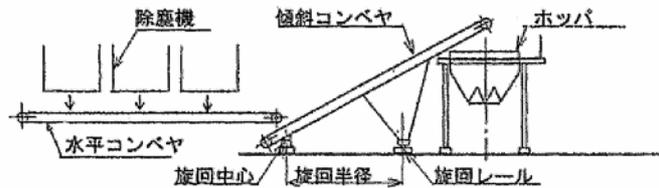
水平コンベヤと傾斜コンベヤによりホッパまで搬送し、一時貯留する方式である。野積みもなくして周囲環境に配慮し、場外搬出も作業員の確保は不要で1人で操作ができ、排水機場における標準的な方式となっている。



ホッパ式

(2) 旋回コンベヤ+ホッパ式

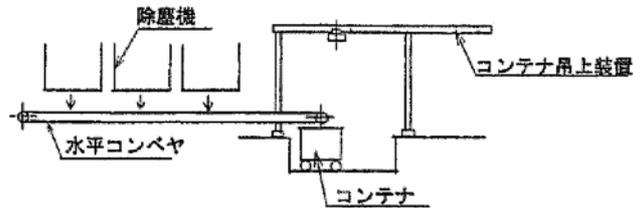
ホッパ方式での傾斜コンベヤを旋回コンベヤ（旋回機構付傾斜コンベヤ）とし、ゴミが多量に発生した場合、野積み貯留も併用できる方式である。ゴミ量の多い大規模な機場に一般的に採用される。



旋回コンベヤ+ホッパ式

(3) コンテナ式

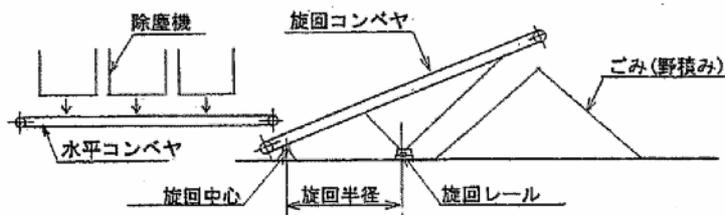
ごみを水平コンベヤでコンテナ（可搬式収納箱）まで搬送し、一時貯留する方式である。ごみ量は少ないがほぼ日常的に発生する場合や、下水路の機場のようなごみが不衛生な場合の小規模な機場に採用される。一般に搬出トラックへの積み込みにコンテナ吊り上げ装置を設ける。



コンテナ式

(4) 旋回コンベヤ+野積み式

水平コンベヤと旋回コンベヤ（旋回機構付傾斜コンベヤ）により搬送し野積みする方式である。次項(5)の方式で、ごみ量が多い大規模な機場に採用される。



旋回コンベヤ+野積み式

(5) 野積み式

除塵機で掻上げたごみを水平コンベヤと傾斜コンベヤにより、所定の野積み場所まで搬送する方式である。本方式はごみの量が比較的少なく、野積みにより飛散しても景観や周囲環境に問題がない設置条件で、搬出トラックへの積み込みに人手も確保できる機場に適用される。

ごく小規模な機場では、水平コンベヤとごみピットの場合もある。

2) 設計

(1) 一般事項

コンベヤは除塵機で掻上げたごみを確実に搬送しなければならない。そのため次の検討を行う。

- ① 除塵機で掻上げる対象ごみの種類と寸法、見掛密度、運搬量等を把握する。
- ② 除塵機台数や乗り継ぎ箇所、一時貯留方法等の設置条件、運転条件（操作制御方式等）、および保守管理性の考慮。
- ③ 騒音、振動、景観等の周辺環境影響への考慮。
特に下記の検討が基本となる。
 - ・必要搬送能力
 - ・単一最大ごみの種類と寸法
 - ・長尺ごみの設計最大長さ

(2) 必要搬送能力

- ① 搬送能力は除塵機全台運転時の最大ごみ量（ V_g ）を搬送するものとして設計する。（揚排指針案）

$$V_g = K \cdot Q$$

V_g : ごみの量 (m^3/h)
 Q : 排水量 (m^3/s)
 K : 係数 (0.2~0.25)

- ② 必要搬送能力は、掻上げる除塵機との関係から次の条件も考慮する。

- ・除塵機全台の合計処理能力（ V_z ）以上

$$V_z = q_o \cdot N$$

V_z : 除塵機全台の合計処理能力 (m^3/h)
 q_o : 除塵機 1 台当り処理能力 ($m^3/h \cdot 台$)
 N : 除塵機台数

- ・除塵機全台の 1 個のレーキから同時に積載される場合のピーク積載量（ V_p ）

$$V_p = \frac{60 \cdot R_v \cdot N}{L_w} \cdot V$$

V_p : 除塵機全台レーキからの同時積載ピーク量 (m^3/h)
 R_v : レーキ 1 個当りの掻上量 ($m^3/個$)
 N : 除塵機台数
 L_w : 除塵機全台の合計水路巾（中間仕切壁含む）(m)
 v : ベルト速度 (m/min)

(3) ごみの見掛密度

河川ごみの見掛密度は一般に 0.8~1.0 (t/m^3) の範囲で設計される。搬送設備では除塵機の掻上げ途中での水切り効果を考慮し 0.8 とする。

(4) ベルト巾の選定

① 最小ベルト巾

ベルト巾はごみがこぼれないよう 0.5m 以上とする。（揚排指針案）

$$B \geq 0.5 \quad B : \text{ベルト巾 (m)}$$

② 掻上げ単一物体からの必要ベルト巾

ベルト巾は必要搬送能力を満足するとともに、除塵機で掻上げる最大単一物体を搬送しなければならない。

レーキ奥行寸法から必要ベルト巾を選定する。下表に一般的な選定を示す。

一般的なレーキ奥行寸法とベルト巾の関係

レーキ奥行寸法 (m)	0.2	0.25	0.3
ベルト巾 (m)	≥ 0.5	≥ 0.6	≥ 0.75

(注) 1. スクリーン傾斜角は 75° とする。

2. スクリーン傾斜角がゆるい場合、本表より大きな物体が掻上げられるので、別途検討する。

③ ベルト速度

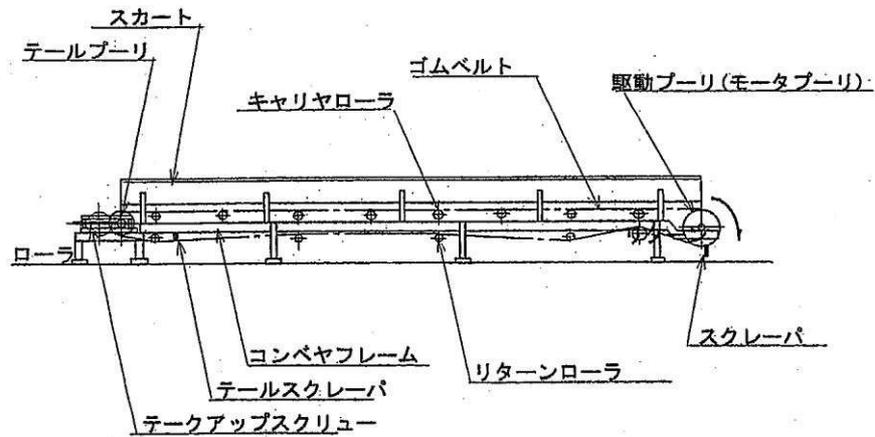
ベルト速度は 20~35 m/min 程度とする。（揚排指針案）

一般に駆動装置はモータプーリを使用し、ベルト速度はプーリメーカーの標準値を用いている。

3) 使用材料

ベルトコンベヤに使用する材料は、次表を標準とする。

使用箇所	材 料 名	記 号
コンベヤフレーム スカート	一般構造用圧延鋼材	SS400
駆 動 プ ー リ	配管用炭素鋼鋼管 +外面ゴムラギング	SGP +合成ゴム
モ ー タ プ ー リ	外面ゴムラギング	合成ゴム
テ ー ル プ ー リ	配管用炭素鋼鋼管または 圧力配管用炭素鋼鋼管, 一般構造用炭素鋼鋼管	SGP STPG370 STK400
プ ー リ 軸	機械構造用炭素鋼または 一般構造用炭素鋼	S35C SS400
ゴ ム ベ ル ト	耐油性ゴム	—
キャリアローラ リターンローラ	一般構造用圧延鋼材, 配管用炭素鋼鋼管	SS400 SGP
テークアップスクリュー	ステンレス鋼	SUS304
ス ク レ ー パ	ステンレス鋼 (主要部) +ゴム	SUS304 +合成ゴム



コンベヤ概要図

1-5 貯留設備

除塵機には、ゴミの貯留設備を設けることを標準とする。

〔解説〕

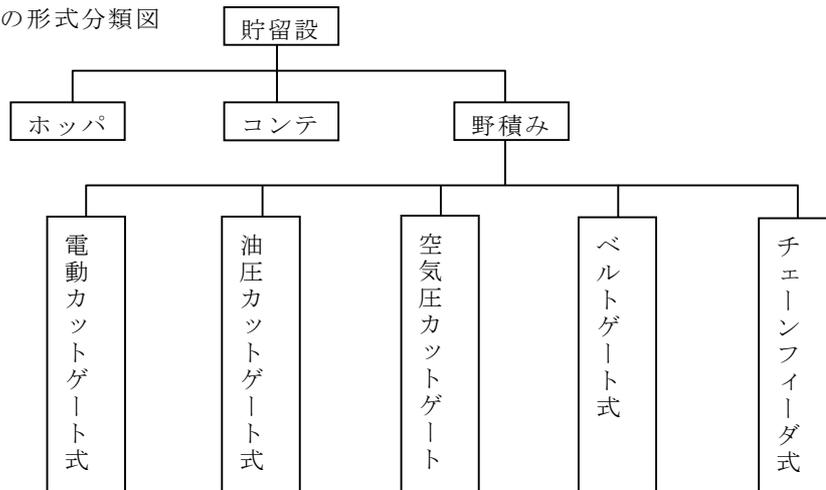
1) 用途・目的

貯留設備は、除塵機で掻上げたごみを場外搬出するまで一時貯留する設備である。

2) 形式分類

貯留設備の形式、場内野積みによるほか、コンテナ（ごみ収納箱）式とホッパ式がある。ホッパ式は排出装置の違いによって、電動カットゲート式、油圧カットゲート式、空気圧カットゲート式、ベルトゲート式、チェンフィーダ式がある。

貯留設備の形式分類図



3) 形式選定

(1) ホッパ式

本方式は、野積みによる景観および飛散が、周辺環境より適切でない設置条件の場合、または機場の運転頻度が比較的高く、搬出トラックへの積込みを容易にする必要がある場合、または手間のかかる搬出トラックへの積込みの人手が確保できない場合などに採用される。本方式は搬出トラックへの積込みに1人で操作ができ、場外搬出作業は最も容易で衛生的であり、排水機場の標準的な方式となっている。

・ホッパ形式の選定

ホッパー形式の選定はごみの種類、大きさ、ごみの量等によって選定される。排水機場では、構造が簡単で信頼性が高く、比較的粗大なごみの貯留および排出ができ、保守管理も容易な電動カットゲート式が一般的に採用されている。

(2) コンテナ式

本方式はコンテナ容量が取扱い性から約1m³程度が一般的であり、極く小規模な機場でごみの搬出頻度が比較的多い場合に採用される。

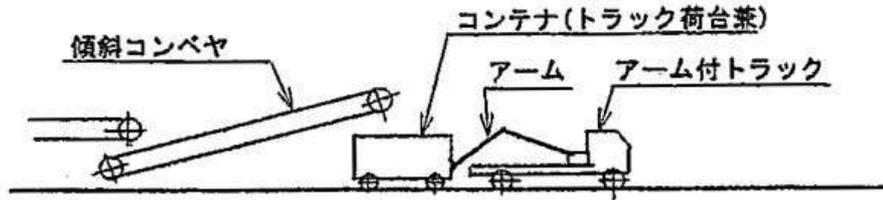
また、下水路の機場のようなごみが不衛生な場合でごみの量が少ない場合等に採用される。場外搬出のために簡易なコンテナ吊上設備を備える例が多い。

(3) 野積み式

本方式は場内に野積み場所が確保でき、野積みによる景観、および飛散が問題にならない周辺環境にあり、かつ、ごみ量が比較的少なく、運転頻度も少なく、手間のかかる場外搬出トラックへの積込みの人手も確保できる場合に適用される。

ゴミ条例には注意が必要である。飛散防止のため、貯留ピットを設ける例もある。

また、搬出トラックへの人手を省くため、下図のようなトラック荷台兼用とした可搬式コンテナを使用する例もある。本図の方式はトラックにフック付引込アームを装備した特装車両であり、コンテナ吊上装置も省略できる。



4) 設計

(1) 一般事項

- ① 本項では、最も一般的に採用されるホッパ式を対象とする。
- ② ホッパはごみを場外搬出するまで一時貯留し、搬出トラックへの積み込みを容易にするものであり基本機能として①貯留機能と②排出積み込み機能がある。
- ③ 貯留設備の設計に当たっては、ごみの量と質および搬出・処分方法、搬出頻度、周囲の環境等を十分に把握し、適切な設計とする。

一般に次の検討が基本となる。

- ・ホッパ容量の選定
- ・搬出トラックの選定
- ・貯留物がブリッジ現象を生じない適切なホッパ形状
- ・搬出トラックに積載しやすいホッパとの位置関係

(2) ホッパ容量の選定

ホッパ容量の選定は、次の手順でごみの量 (V) を予測算定し、一般的なホッパ容量から選定する。

① 計画時間最大ごみ量 (Vg)

計画時間最大ごみ量は、全台ポンプ容量から算出する。

ごみの量は、洪水時の最大ごみ量を推定する次式による。

$$Vg : K \cdot Q \quad Vg : \text{時間最大ごみ量} [m^3/h]$$

$$Q : \text{全台ポンプ排水容量} [m^3/s]$$

$$K : \text{係数} \quad 0.2 \sim 0.25$$

② 洪水当たりの計画ごみ量 (V)

1 洪水当たりの計画全ごみ量の算定方法には次の2方法がある。

- ・時間最大ごみ量が継続する全台ポンプ換算運転時間による方法
- ・時間最大ごみ量が次第に低減する実状に近似させた実状近似法

ここでは従来から用いられている一般的な①の方法によるものとし、計画時間最大ごみ量が継続するポンプ全台換算の運転時間を予測し次式で算定する。

$$V = Vg \cdot T \quad V : 1 \text{ 洪水当たりの計画全ごみ量} [m^3]$$

$$T : \text{時間最大ごみ量が継続するポンプ全台換算の運転時間} [h]$$

③ ポンプ全台換算の運転時間 (T) について

時間最大ごみ量が継続するポンプ全台換算の運転時間 (T) の計画値は、大きすぎると過大設備となって不経済となり、小さすぎると貯留容量が不足し問題となる。

全台換算運転時間 (T) は、流域の土地利用状況や河川の整備状況等の設置条件が類似した排水機場におけるごみの量、および質の実状調査等により、適切に設計する。

④ ホッパ容量 (V_H) の選定

(a) 一般的なホッパ容量

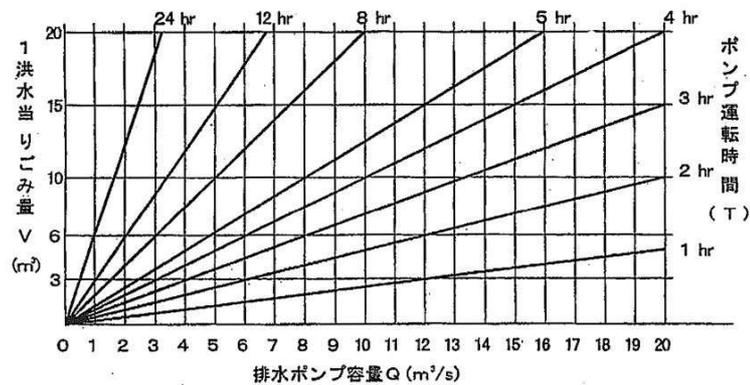
ホッパーの容量は3～15m³程度であり、一般的なホッパ容量は5～10m³程度である。

(b) ホッパ容量 (V_H) の選定

ホッパ容量 (V_H) は、設定した1洪水当たりの計画ごみ量 (V) から、一般的なホッパ容量を考慮して選定する。

1洪水当たりの計画ごみ量 (V) は、次図のように全台排水ポンプ容量 (Q) と全台ポンプ換算運転時間 (T) から求められる。

1洪水当たりの計画ごみ量 (V) が、一般的ホッパ容量を超える場合は、傾斜コンベヤを旋回式として、野積み貯留も併用できる「旋回コンベヤ+ホッパ式」が一般に採用される。



$$V = K \cdot Q \cdot T$$

V : ごみの量 (m³)

$$K = 0.25$$

Q : ポンプ総吐出量 (m³/s)

T : 運転時間 (Hr)

(3) 搬出用トラックの選定

ホッパ容量に対する搬出トラックの選定例 (参考) を下表に示す。

但し、搬出トラックは維持管理側から決まる例があり、実際の設計にあたっては、事前に維持管理側と調整する。

ホッパ容量と搬出トラックの容量 (参考)

ホッパ		搬出トラック 積載量 (t)
容量 (m ³)	ごみの質量 (t)	
3	1.8	2
6	3.6	4
10	6.0	8
15	9.0	10

<選定条件>

- ① カットゲート式のため、ホッパ満杯時において貯留全量を1台の搬出トラックに、1回で積載できるものとする。
- ② 搬出トラックは、運転台高さまで荷台囲いを設けたダンプ形専用車とする。
- ③ 搬出時のごみの見掛密度は、動力計算と異なり、0.6 (t/m³) とする。

(4) ホッパの形状・構造

- ① ホッパの形状は、ホッパ内に貯留されたごみを円滑に排出するため、4側面中、2面絞りの角錐形とし、絞り側2面の傾斜角度は60°以上、反絞り側の2面は垂直壁が一般的である。
- ② ホッパ排出口の大きさは、設計最大単一ごみより大きく、また長尺ごみの排出が可能な設計とする。排出し易いよう傾斜コンベヤからの投入方向と2面

絞りの方向にも留意する。

トラック進入方向は、一般に巾を絞った方向にトラック荷台巾を合わせ、垂直壁の方向に荷台長さを合わせた方向として、積載を容易にする。

- ③ ホッパの下部高さは、搬出トラックの進入のため、高さ約 2.6m 以上の空間を確保する。

また、搬出トラックの進入側の横梁高さと架台脚の間隔は、トラックの最大高さと全巾を考慮して設計する。下表に参考例を示す。

実際の設計では、搬出トラックの寸法を事前に確認する。

ホッパ容量と搬出トラック、架台寸法の例(参考)

- ④ 貯留ごみから浸出する排水の受樋をカットゲートの下に設ける。受樋は搬出トラックの進入を考慮する。

ホッパ容量 (m ³)	搬出トラック (Ton 車)	進入側の横梁高 (m)	架台脚の間隔 (m)	備考
6 以下	2 ~ 4	2.6 以上	2.7 以上	
7 以上	8 ~ 11	3.3 以上	3.0 以上	

5) 使用材料

ホッパに使用する材料は、次表を標準とする。

ホッパ使用材料

使 用 箇 所	材 料 名	材 料 記 号
ホ ッ パ	本体および 開閉扉など	一般構造用圧延鋼材 SS400
	開閉用ピン	ステンレス鋼 SUS304
架 台	支柱など	一般構造用圧延鋼材 SS400
	手摺など	配管用炭素鋼鋼管 SGP

1-6 安全装置(標準)

- 1) 除塵機及びベルトコンベヤは、誤操作による危険性を重視して機側での連動運転と単独運転を標準とする。
- 2) 除塵機は保守点検用として逆転運転できるようにし、操作は押釦を押している間だけ逆転するものとする。
- 3) 中央操作を行う場合は、非常停止のみ可能とするのが望ましいが、安全管理上除塵機の周囲状況が確認できる場合のみ始動操作を可能として良い。
- 4) ベルトコンベヤには、引き綱リミットスイッチを設け非常停止が可能なものとする。
- 5) 除塵機及びホッパの駆動機には、トルクリミッタを設け過トルク発生時は自動停止するものとする。

1-7 設計計算（参考）

設計計算は、「揚排水ポンプ設備設計指針（案）」（以降「揚排水設計指針」という）を基準にする。

ここに、設計計算法の参考を以下に記述するが、この他に次の①と②の設計計算も最近使用されているので、参照されたい。

- ①除塵設備設計指針 -付設計参考例- (社)水門鉄管協会(H11年)
- ②鋼構造物計画設計技術指針(除塵設備編) - 農林水産省農村振興局/
(社)農業土木事業協会(H11年)

1) 自動除塵機

(1) 基本条件

取水口水位	最高水位	5.000m(HWL+4.000m)
	最低水位	1.500m(LWL+0.500m)
水路床標高	EL	-1.000m
設備設置標高	EL	5.000m
ポンプ排水量		5 m ³ /sec×4台
ポンプ口径		1.500m
塵芥の大きさ	最大	φ300mm

本排水機場の計画排水量を 20 m³/sec とし、設置数を 4 台とする。

1 台あたり 20/4=5 m³/sec のポンプを必要とし、立軸軸流低揚程ポンプの性能曲線よりポンプ口径は 1.500m とする。

(2) 設計仕様の検討

① 水路幅

水路幅(吸水槽幅と同幅)は通常ポンプ口径(D)に対し、3D以上に設定される。(土地改良事業計画設計基準・設計「ポンプ場」技術書 17.2.2)

本設備では、ポンプ口径 1.500m であり

$$3 \times 1.500 = 4.500\text{m}$$

よって水路幅は 4.500m とする。

② スクリーン目幅及びスクリーン傾斜角

ポンプ口径 1.500m より、スクリーン目幅 60mm とする。(設計指針 2.6.1)

また、スクリーン傾斜角は同項より 70~80 度が一般的である。

ここでは中間をとって 75 度とする。

③ 塵芥量

塵芥量は、一般に次の式にて算定される。(設計指針 2.1.2)

$$\begin{aligned} \text{塵芥量 } Q_v &= K \cdot Q \\ &= 0.3 \times 20 = 6.0 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

ここに、 Q_v : 最大塵芥量(m³/hr)

K : 係数(0.2~0.3)

Q : 排水量(m³/sec)

除塵機に必要な処理能力は、上記の算定塵芥量に安全率を見込んで決定する。

ここでは安全率を 10 倍見込み

$$6.0 \times 1.0 = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$$

を必要塵芥処理量とする。

④ レーキ速度

レーキ速度は回動式の場合 3~8m/min(設計指針 2.1.4)とすることが多い

出典 : [1-7]

除塵設備設計指針

-付設計参考例-

(平成 22 年度版)

(H22.4) P103~P137

出典 : [(2)]

除塵設備設計指針

-付設計参考例-

(平成 22 年度版)

(H22.4) P103~P137

め、中間をとって 5m/min と仮定する。

⑤ レーキ個数

レーキ個数は、塵芥の排出は 1～3 分間に 1 回 (設計指針 3.1.2) とするのが一般的であることより、1 分間に 1 回の割合で排出するよう設定する。

レーキチェーン長を除塵機の構造より 18.288m とすると、レーキ速度 5m/min より

$$\frac{18.288}{5 \times 1.0} = 3.6$$

よって、レーキ個数は 4 個と仮定する。

また、レーキの取付間隔は

$$\frac{18.288}{4} = 4.572\text{m}$$

とする。

⑥ レーキ有効奥行

レーキ奥行は 200～350mm (設計指針 3.1.2) が一般的である。本例では、最大塵芥寸法を $\phi 300\text{mm}$ としているので、この塵芥を掻揚げられることを想定して、レーキ有効奥行 300mm と仮定する。

⑦ 設計水位差

スクリーンに作用する設計水位差は、レーキ形で 1.000m (設計指針 2.1.3) とされている。

また、同項では、レーキ上の塵芥に作用する静水圧を計算する場合に用いる設計水位差は、運転条件からスクリーンの強度計算に用いる設計水位差より低減できるが、ここではスクリーンの水位差と同等として

$$\text{設計水位差 } 1,000\text{m}$$

とする。

⑧ 塵芥の処理量

以上の諸元を基に、塵芥処理能力を計算する。

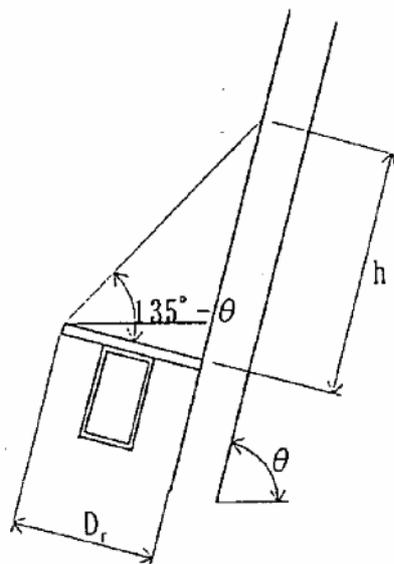
出典：[(2)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P103～P137



レーキ上の塵芥の載荷高 (参考)

(イ) レーキ上の塵芥载荷高

$$h = D_r \cdot \tan(135^\circ - \theta)$$

$$= 0.300 \times \tan(135^\circ - 75^\circ) = 0.520\text{m}$$

ここに、 h : 塵芥载荷高 m
 θ : スクリーンの傾斜角度 75°
 D_r : レーキ有効奥行 0.300m
 B_r : レーキ幅 3.933m

(ロ) レーキ上の塵芥载荷量

$$Q_c = \frac{1}{2} \cdot D_r \cdot h \cdot B_r$$

$$= \frac{1}{2} \times 0.300 \times 0.520 \times 3.933 = 0.307 \text{ m}^3$$

ここに、 Q_c : 塵芥载荷量 m^3

(ハ) 全除塵機による塵芥の時間当り処理量

$$Q_v = \frac{Q_c \cdot v_r \cdot 60}{P_r} \cdot N_j$$

$$= \frac{0.307 \times 5.000 \times 60}{4.572} \times 4$$

$$= 80.57 \text{ m}^3/\text{hr} > \text{必要処理量} = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$$

ここに、 Q_v : 全除塵機による塵芥の時間当り処理量 m^3/hr
 v_r : レーキの掻揚速度 $5.000\text{m}/\text{min}$
 N_j : 除塵機の設置数 4 基
 P_r : レーキの取付間隔 4.572m

よって、仮定した数値を採用すると除塵機の処理量は十分である。

以上をまとめると次項の仕様となる。

(3) 設計仕様

形式	背面降下前面搔上式除塵機
設置数	4基
水路幅	4.500m
水路高	6.000m
運転水位差	1.000m
レーキ速度	5.000m/min
レーキ奥行	0.300m
スクリーン目幅	0.060m
傾斜角度	75度
運転方式	ポンプ連動及び機側操作
電源	3相 200V 50Hz
主要材質	S S 400

(4) 駆動作用力の計算

搔揚荷重の計算は、以下のように行う。

① レーキの配置

[解説]

エンドレスチェーンに等間隔に配置した4個のレーキ位置の関係は、チェーンの回転に従いあらゆるケースが考えられるが、駆動軸に作用する荷重はレーキ位置の関係で変わるので、最大となるケースの算定については慎重に検討する。

また、レーキが最下部反転位置にあると、水流抵抗を受けるので、水流が速い場合、このケースも検討が必要となる。

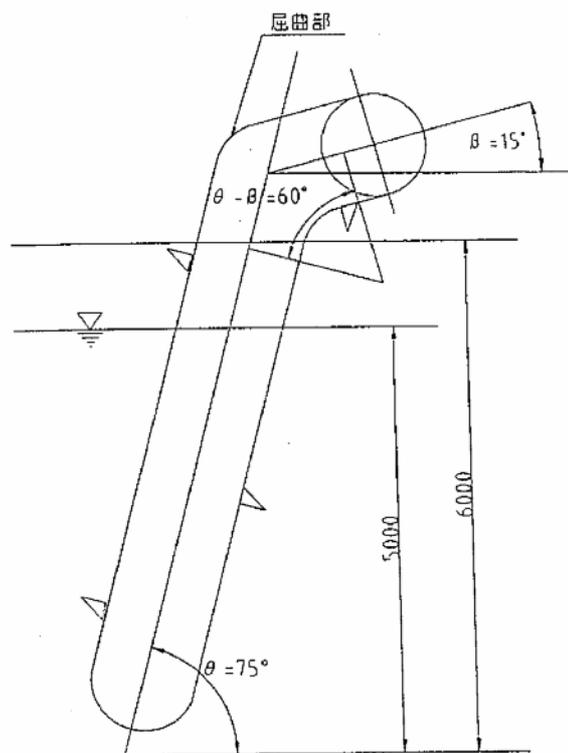
出典：[(4)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P103～P137



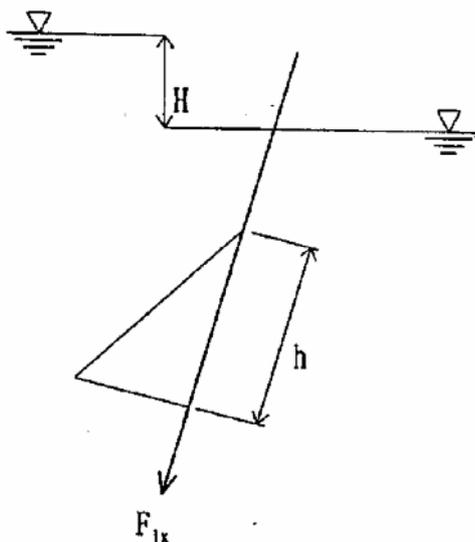
駆動作用力計算時のレーキ位置図(参考)

駆動作用力の計算に於いて本計算例では、作用荷重が最大となる上図の位置について計算する。

② 水中部での水位差による塵芥の摩擦抵抗力

$$\begin{aligned}
 P_s &= \rho \cdot g \cdot H \\
 &= 1000 \times 9.807 \times 1.000 = 9807 \text{ N/m}^2 \\
 &= 9.807 \text{ kN/m}^2 \{1.000 \text{ tf/m}^2\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{1x} &= P_s \cdot h \cdot B_r \cdot \mu_1 \\
 &= 9.807 \times 0.520 \times 3.933 \times 0.7 = 14.04 \text{ kN} \{1.432 \text{ tf}\}
 \end{aligned}$$



水中部塵芥の载荷図(参考)

ここに、 F_{1x} : 水中部塵芥の摩擦抵抗力

ρ : 水の単位体積重量	1000kg/m ³
9 : 重力加速度	9.807m/s ²
H : 運転水位差	1.000m
B_r : レーキ幅	3.933m
h : 塵芥の受圧高さ(塵芥载荷高)	0.520m
μ_1 : スクリーンと塵芥の摩擦係数	0.7

(設計指針 2.1.6)

P_s : 作用静水圧	kN/m ²
---------------	-------------------

〔解 説〕

上式は、水中の掻上側レーキが 1 個の場合を計算したが、水中の掻上側側にレーキが 2 個以上ある場合、設計指針 2.1.3 に従い 2 個目以降のレーキ塵芥高さは低減を行い、上記に加算する。

また、水中での塵芥の重量は比重量が水と同じとして無視する。

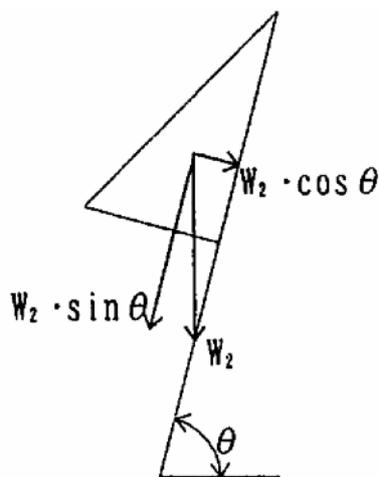
③ 空中部での塵芥の重量の作用力

$$F_{2x} = W_2 \cdot \cos \theta \cdot \mu_2$$

$$= 3.011 \times \cos 75^\circ \times 0.5 = 0.390 \text{ kN} \{0.040 \text{ tf}\}$$

$$F_{2y} = W_2 \cdot \sin \theta$$

$$= 3.011 \times \sin 75^\circ = 2.908 \text{ kN} \{0.297 \text{ tf}\}$$



空中部塵芥荷重作用図(参考)

ここに、 F_{2x} ：塵芥の摩擦抵抗カ

F_{2y} ：塵芥の重量による作用力

W_2 ：レーキ上の塵芥の重量

Q_c ：レーキ載荷量 0.307 m³

ρ_t ：塵芥の単位体積重量 1000kg/m³

(設計指針 2.1.3)

μ_2 ：鋼板と塵芥の摩擦係数 0.5 (設計指針 2.1.6)

θ ：スクリーンの傾斜角度 75度

$$W_2 = \frac{Q_c \cdot \rho_t \cdot g}{1000} = \frac{0.307 \times 1000 \times 9.807}{1000}$$

$$= 3.011 \text{ kN} \{0.307 \text{ tf}\}$$

〔解説〕

空中部での塵芥をのせたレーキ位置が屈曲部より上にある場合、 θ はスクリーンの角度ではなく上部ガイドフレームの角度である。また、2個以上の場合、各々 θ が違う場合があるので注意を要する。レーキがスクリーン上にある場合 $\mu_2=0.7$ を採用する。

④ レーキの重量による作用力(屈曲部より下の場合)

$$F_{3x} = W_3 \cdot \cos \theta \cdot \mu_3$$

$$= 2.451 \times \cos 75^\circ \times 0.2 = 0.127 \text{ kN} \{0.013 \text{ tf}\}$$

$$F_{3y} = W_3 \cdot \sin \theta$$

$$= 2.451 \times \sin 75^\circ = 2.367 \text{ kN} \{0.241 \text{ tf}\}$$

ここに、 F_{3x} ：レーキの重量による1個当たり転動摩擦抵抗カ

F_{3y} ：レーキの重量による1個当たり作用力

W_3 ：レーキ1個当たりの重量 2.451kN{0.25tf}

μ_3 ：レーキ用チェーンの転動摩擦係数 0.2

(設計指針 2.1.6)

⑤ レーキの重量による作用力(屈曲部より上の場合)

$$F_{4x} = W_3 \cdot \cos \beta \cdot \mu_3$$

$$= 2.451 \times \cos 15^\circ \times 0.2 = 0.473 \text{ kN} \{0.048 \text{ tf}\}$$

$$F_{4y} = W_3 \cdot \sin \beta$$

$$= 2.451 \times \sin 15^\circ = 0.634 \text{ kN} \{0.065 \text{ tf}\}$$

ここに、 F_{4x} ： レーキの重量による 1 個当たり転動摩擦抵抗力
 F_{4y} ： レーキの重量による 1 個当たり作用力
 β ： 屈曲部より上部のガイドフレーム傾斜角度 15°

⑥ レーキ用チェーンの重量による作用力

$$F_{5x} = \frac{1}{2} \cdot W_5 \cdot \cos \theta \cdot \mu_3$$

$$= \frac{1}{2} \times 7.944 \times \cos 75^\circ \times 0.2 = 0.206 \text{ kN} \{0.021 \text{ tf}\}$$

$$F_{5y} = \frac{1}{2} \cdot W_5 \cdot \sin \theta$$

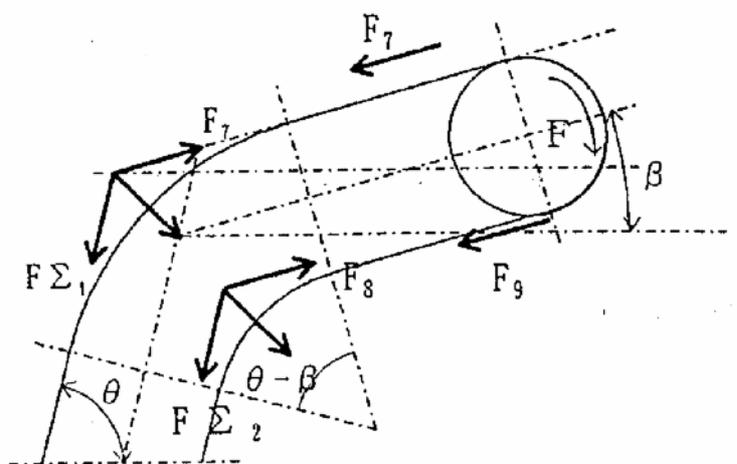
$$= \frac{1}{2} \times 7.944 \times \sin 75^\circ = 3.837 \text{ kN} \{0.391 \text{ tf}\}$$

ここに、 F_{5x} ： レーキ用チェーン片面の重量による転動摩擦抵抗力
 F_{5y} ： レーキ用チェーン片面の重量による作用力
 W_5 ： レーキ用チェーンの全重量 $7.944 \text{ kN} \{0.810 \text{ tf}\}$

〔解 説〕

レーキ用チェーンの長さは、前面側と後面側で多少違うが大差ないので 1/2 とする。
 また、レーキ用チェーンの角度は、屈曲部より上と下で多少違うがスクリーンの傾斜角度とする。

⑦ ガイドレール屈曲部を考慮した掻揚側作用力



ガイドレール屈曲部作用力図(参考)

$$F_7 = \{F_{1x} + F_{2x} + F_{2y} + n \cdot (F_{3x} + F_{3y}) + F_{5x} + F_{5y}\} \cdot K$$

$$= \{14.04 + 0.390 + 2.908 + 2 \times (0.127 + 2.367) + 0.206 + 3.837\}$$

$$\times 1.222 = 32.223 \text{ kN} \{3.286 \text{ tf}\}$$

ここに、 β : 屈曲部より上部のガイドフレーム傾斜角度 15°
 n : 屈曲部以下の搔上側レーキの数 2

F_7 : 作用力(ガイドレール屈曲部作用力図参照)

K : 屈曲係数(ガイドレールが屈曲することにより生ずる摩擦損失を屈曲部の前後の比で表したもの)

$$K = \frac{1 + \mu_3 \cdot \sin \frac{\theta - \beta}{2}}{1 - \mu_3 \cdot \sin \frac{\theta - \beta}{2}}$$

$$= \frac{1 + 0.2 \cdot \sin \frac{75^\circ - 15^\circ}{2}}{1 - 0.2 \cdot \sin \frac{75^\circ - 15^\circ}{2}} = 1.222$$

⑧ ガイドレールの屈曲部を考慮した降下側の作用力

$$F_8 = (F_{3y} - F_{3x} + F_{5y} - F_{35}) \cdot \frac{1}{K}$$

$$= (2.367 - 0.127 + 3.837 - 0.206) \times \frac{1}{1.222} \times 4.804 \text{ kN} \{0.490 \text{ tf}\}$$

$$F_9 = F_8 + (F_{4y} - F_{4x}) = 4.804 + (0.634 - 0.473) = 4.965 \text{ kN} \{0.506 \text{ tf}\}$$

ここに、 F_8 : 作用力(ガイドレール屈曲部作用力図参照)

F_9 : 作用力(ガイドレール屈曲部作用力図参照)

⑨ 駆動作用力(搔上荷重)

$$F = F_7 - F_9$$

$$= 32.223 - 4.965 = 27.258 \text{ kN}$$

$$\approx 27.26 \text{ kN} \{2.780 \text{ tf}\}$$

ここに、 F : 駆動作用力

[解 説]

駆動作用力は、ここに示した荷重の他に、レーキに作用する水流による摩擦抵抗力や浮力等も考えられるが、一般的には考慮しない。

(5) 駆動装置の計算

[解 説]

駆動部は、電動機出力回転数を減速装置により減速し、レーキ及びレーキ用チェーンを所定の速度で回転するよう設計する。電動機は汎用性があり、経済的な三相誘導電動機を採用するのが一般的である。ここでは、4極の三相誘導電動機の動力をサイクロ減速機(二段型)及び1段の伝動用チェーンにて減速を行うものとして計算する。

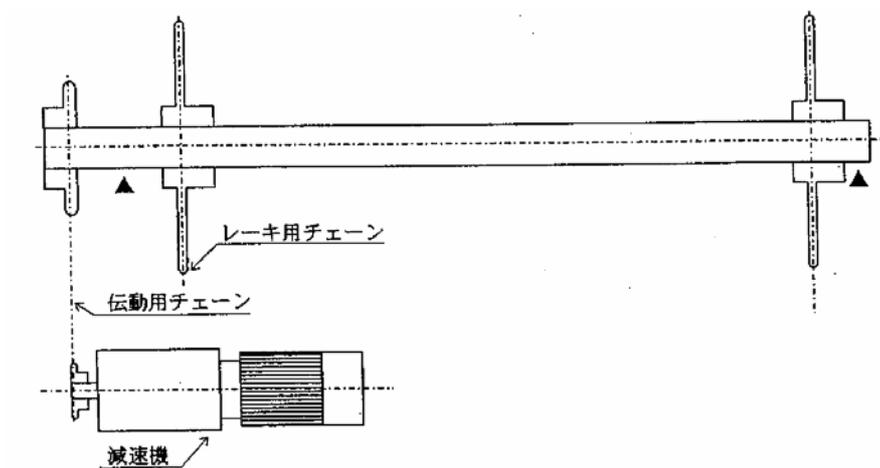
出典 : [(4)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P103~P13



駆動装置配置図(参考)

① 機械効率

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3$$

$$= 0.80 \times 0.95^2 \times 0.90 = 0.650$$

ここに、 η ：機械総合効率

η_1 ：減速機(二段型サイクロ)効率 0.80

η_2 ：スプロケット(伝動用チェーン)効率 0.95

η_3 ：スプロケット(レーキ用チェーン)効率 0.90

(設計指針 2.4.3)

② 電動機所要出力

$$Q_s = \frac{F \cdot v_r}{60 \cdot \eta}$$

$$= \frac{27.26 \times 5.0}{60 \times 0.650} = 3.495 \text{ kW}$$

ここに、 Q_s ：電動機所要出力 kW

F ：掻上荷重 (1.1.5-9 参照) 27.26kN

v_r ：掻上速度 5.000m/min

よって、出力 3.7kW の電動機を使用する。

③ 所要減速比

$$i = \frac{v_r}{N_m \cdot p_1 \cdot z}$$

$$= \frac{5.000}{1425 \times 0.1524 \times 13} = \frac{1}{564.6}$$

ここに、 i ：所要減速比

N_m ：電動機回転 1425rpm

p_1 ：レーキ用チェーンピッチ 0.1524

z ：レーキ用チェーン sprocket 歯 13

〔解 説〕

電動機回転数は、定格負荷時のスリップを見込むものとする。

ここでは回転のスリップは5%として計算した。電動機の定格負荷時の回転数は、電動機製造者の特性により異なるので、固有の値を採用するのが望ましい。

出典：〔5〕
除塵設備設計指針
—付設計参考例—
(平成22年度版)
(H22.4) P103～P137

④ 実減速比

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 \\ = \frac{1}{315.9} \times \frac{17}{30} = \frac{1}{557.5}$$

ここに、 i_0 : 総減速比

$$i_1 : \text{減速機減速比} \quad \frac{1}{315.9}$$

$$i_2 : \text{伝動用チェーン sprocket 歯数} \quad \frac{17}{30}$$

⑤ レーキ実搔上速度

$$v_0 = N_m \cdot p_1 \cdot z \cdot i_0 \\ = 1425 \times 0.1524 \times 13 \times \frac{1}{557.5} = 5.064 \text{m/min} > v_r = 5.000 \text{m/min}$$

ここに、 v_0 : レーキ実搔上速度 m/min

⑥ 実速度時電動機所要出力

$$Q_m = \frac{F \cdot v_0}{60 \cdot \eta} \\ = \frac{27.26 \times 5.064}{60 \times 0.650} = 3.540 \text{kW} < 3.7 \text{kW}$$

ここに、 Q_m : 実速度時電動機所要出力 kW

⑦ 実速度時所要減速機出力軸トルク

$$T_m = \frac{9.549}{N_m} \cdot Q_m \cdot \frac{\eta_1}{i_1} \\ = \frac{9.549}{1425} \times 3.540 \times \frac{0.8}{1/315.9} = 5.995 \text{kN} \cdot \text{m} \{611.3 \text{kgf} \cdot \text{m}\}$$

ここに、 T_m : 所要減速機出力軸トルク kN・m

⑧ トルクリミッタ設定トルク

⑦よりトルクリミッタ設定トルクを $T_s = 6.2 \text{kN} \cdot \text{m} \{632 \text{kgf} \cdot \text{m}\}$ とする。

⑨ 伝動用チェーンに作用する荷重

$$f_1 = \frac{2 \cdot T_s \cdot \eta_2}{D_1}$$
$$= \frac{2 \times 6.2 \times 0.95}{0.242} = 48.68 \text{ kN} \{4964 \text{ kgf}\}$$

ここに、 f_1 ：伝動用チェーンに作用する荷重 kN
 D_1 ：伝動用スプロケットピッチ円直径 0.242m
(呼番号 140-2、歯数 17)

⑩ 伝動用チェーン安全率

$$s_1 = \frac{S_1}{f_1} > s_{1a}$$
$$s_1 = \frac{431}{48.68} = 8.854 > s_{1a} = 6.5$$

ここに、 s_{1a} ：伝動用チェーン許容安全率 6.5
(設計指針 2.2.5)
 S_1 ：伝動用チェーン平均破断強度 431kN
{44000kgf} (呼番号 140-2)

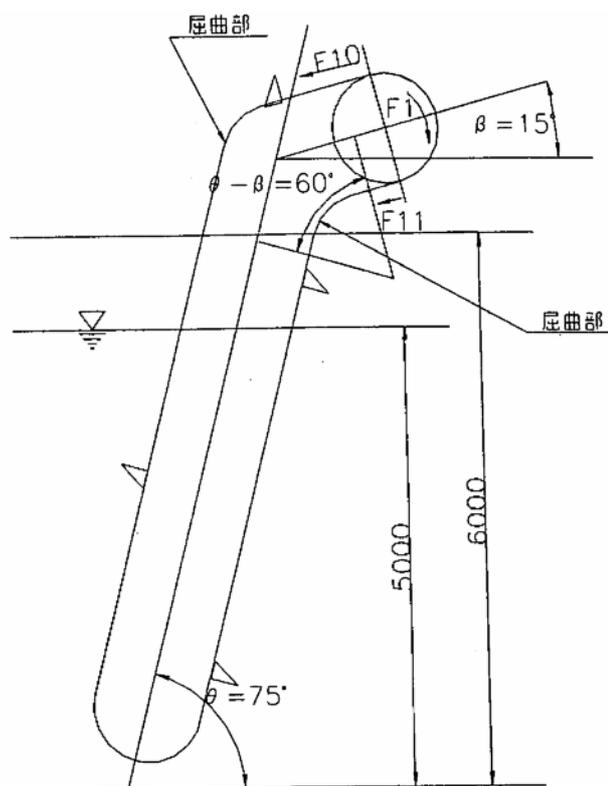
⑪ レーキ用チェーンに作用する荷重

[解説]

レーキ用チェーンに作用する荷重は、設計指針 2.1.3 及び 2.2.5 により、また、嚙込み発生時設定トルクにより発生する荷重が作用した場合を想定して計算する。

嚙込みは、スクリーン部で発生するものとし、設定トルクにより発生する作用荷重が最大となる次図の位置(レーキが搔上側屈曲部より下に 1 個、上に 1 個あり、降下側は屈曲部より下に 2 個ある場合)について計算する。なお、安全を見込んでレーキ上には塵芥等の荷重はないものとする。

出典：[(5)]
除塵設備設計指針
—付設計参考例—
(平成 22 年度版)
(H22.4) P103～P137



レーキ用チェーン作用荷重が最大となるレーキ位置図(参考)

(イ) ガイドレール屈曲部を考慮した搔上側レーキ用チェーン張力

$$\begin{aligned}
 F_{10} &= (F_{3y} + F_{3x} + F_{5y} + F_{5x}) \cdot K + F_{4x} + F_{4y} \\
 &= (2.367 + 0.127 + 3.837 + 0.206) \times 1.222 + 0.473 + 0.634 \\
 &= 9.095 \text{ kN} \{0.927 \text{ tf}\}
 \end{aligned}$$

ここに、 F_{10} ：搔上側レーキ用チェーン張力 kN

F_{3y} ：レーキの重量による 1 個当たり作用力(屈曲部より下)
 2.367 kN (1.1.5-4 参照)

F_{3x} ：レーキの重量による 1 個当たり転動摩擦抵抗力(屈曲部より下)
 0.127 kN (1.1.5-4 参照)

F_{4y} ：レーキの重量による 1 個当たり作用力(屈曲部より上)
 0.634 kN (1.1.5-5 参照)

F_{4x} ：レーキの重量による 1 個当たり転動摩擦抵抗力(屈曲部より上)
 0.473 kN (1.1.5-5 参照)

F_{5y} ：レーキ用チェーン片面の重量による作用力
 3.837 kN (1.1.5-6 参照)

F_{5x} ：レーキ用チェーン片面の重量による転動摩擦抵抗力
 0.206 kN (1.1.5-6 参照)

K ：屈曲係数(1.1.5-7 参照) 1.222

ロ) ガイドレール屈曲部を考慮した降下側レーキ用チェーン張力

$$F_{11} = \{n \cdot (F_{3y} - F_{3x}) + F_{5y} - F_{5x}\} \cdot \frac{1}{K}$$

$$= \{2 \times (2.367 - 0.127) + 3.837 - 0.206\} \times \frac{1}{1.222}$$

$$= 6.637 \text{ kN} \{0.677\text{tf}\}$$

ここに、 F_{11} : 降下側レーキ用チェーン張力 kN
 n : 屈曲部以下の降下側レーキの数 2

ハ) 過負荷作用側のレーキ用チェーンに作用する荷重(設計指針 2.2.5)

$$f_2 = F_t + F_{11} - \frac{F_{10}}{2}$$

$$= 27.90 + 6.637 - \frac{9.095}{2} = 29.99 \text{ kN} \{3.058\text{tf}\}$$

ここに、 f_2 : レーキ用チェーンに作用する荷重 kN
 F_t : トルクリミッタ設定トルクによる発生力 kN
 i_2 : 伝動用チェーン減速比 $\frac{17}{30}$
 η_2 : 伝動用スプロケット効率 0.95
 η_3 : レーキ用スプロケット効率 0.9
 D_2 : レーキ用スプロケットピッチ円直径 0.637m

$$F_t = \frac{2 \cdot T_s \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3}{D_2 \cdot i_2}$$

$$= \frac{2 \times 6.2 \times 0.95^2 \times 0.9}{0.637 \times \frac{17}{30}} = 27.90 \text{ kN} \{2.845\text{tf}\}$$

ニ) レーキ用チェーン安全率

$$s_2 = \frac{S_2}{f_2} > s_{2a}$$

$$s_2 = \frac{255}{29.99} = 8.50 > s_{2a} = 6.5$$

ここに、 s_{2a} : レーキ用チェーン許容安全率 6.5
 (設計指針 2.2.5)

S_2 : レーキ用チェーン平均破断強度
 255 kN {26000kgf}

(注. チェーン強度は、チェーンメーカーの値を採用した)

出典 : [(5)]
 除塵設備設計指針
 一付設計参考例一
 (平成 22 年度版)
 (H22.4) P103~P137

(6) レーキ桁強度

[解説]

レーキ桁に作用する荷重は設計指針 2.1.3 に従い、

ケース 1 は、レーキ重量・塵芥とスクリーンの抵抗

ケース 2 は、嚙込時発生力

について検討する。

また、レーキ直角方向の強度は、レーキ反転時のレーキ重量による荷重にて検討する。レーキ桁は、乾湿交番部材であるので設計指針 2.3.1 により余裕厚を見込むものとする。

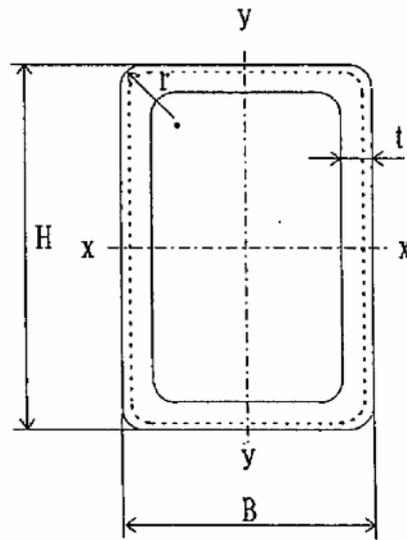
なお、断面性能の算出においてはコーナー部の計算を省略した。

① レーキ桁断面性能

レーキ桁 \square 200×100×9(余裕厚外側 1mm)

H : 20.0(19.8) cm

B : 10.0(9.8) cm



レーキ桁図(参考)

r : 2.7(2.6) cm

t : 0.9(0.8) cm

断面性能

x 軸まわりについて

$$I_x = 2350 - \frac{1}{12} \times (10 \times 20^3 - 9.8 \times 19.8^3) = 2023 \text{ cm}^4$$

$$Z_x = \frac{2 \times 2023}{19.8} = 204 \text{ cm}^3$$

y 軸まわりについて

$$I_y = 782 - \frac{1}{12} (20 \times 10^3 - 19.8 \times 9.8^3) = 668 \text{ cm}^4$$

$$Z_y = \frac{2 \times 668}{9.8} = 136 \text{ cm}^3$$

出典 : [(6)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P103~P137

② ケース 1 のレーキ桁に作用する荷重の算出

〔解 説〕

ケース 1 (レーキ重量及び塵芥とスクリーンの摩擦抵抗作用時の荷重)は、レーキが水中にある場合について算出する。

$$F_{g1x} = W_3 \cdot \cos \theta$$

$$= 2.451 \times \cos 75^\circ = 0.634 \text{ kN} \{0.065\text{tf}\} \text{ (分布荷重)}$$

$$F_{g1y} = F_{1x} + F_{3y}$$

$$= 14.04 + 2.367 = 16.41 \text{ kN} \{1.673\text{tf}\} \text{ (分布荷重)}$$

ここに、 F_{g1y} : ケース 1 に於けるスクリーン平行方向荷重 kN

F_{g1x} : ケース 1 に於けるスクリーン直角方向荷重 kN

F_{1x} : 水中部塵芥の摩擦抵抗力 14.04kN
(1.1.5-2 参照)

F_{3y} : レーキ重量による 1 個当たり作用力 2.367kN
(1.1.5-4 参照)

W_3 : レーキ 1 個当たりの重量 2.451kN

θ : スクリーン傾斜角 75 度

③ ケース 2 のレーキ桁に作用する荷重の算出

〔解 説〕

ケース 2 の荷重は、嚙込時の設定トルクにより発生する作用荷重が最大となるレーキ用チェーン作用荷重が最大となるレーキ位置図に示す位置にて計算する。

安全を見込んでレーキ上には塵芥等の荷重はないものとする。

イ) レーキに作用する嚙込み時発生力

$$F_{g2} = \frac{F_k}{K}$$

$$= \frac{25.44}{1.222} = 20.82 \text{ kN} \{2.213\text{tf}\}$$

ここに、 F_{g2} : レーキに作用する嚙込み時発生力 kN

F_t : トルクリミッタ設定トルクによるレーキ用チェーンの発生張力

27.90kN (1.1.6-11 (3) 参照)

F_{10} : ガイドレール屈曲部を考慮した搔上側レーキ用チェーン張力
9.095kN (1.1.6-11 (1) 参照)

F_{11} : ガイドレール屈曲部を考慮した降下側レーキ用チェーン張力
6.637kN (1.1.6-11 (2) 参照)

K : 屈曲係数 1.222

F_k : ガイドレール屈曲部を考慮した嚙込み時発生力によるレーキ用チェーン張力 kN

$$F_k = F_t + F_{11} - F_{10}$$

$$= 27.90 + 6.637 - 9.095 = 25.44 \text{ kN} \{2.594\text{tf}\}$$

ロ) レーキの重量による作用力

$$F_{g2y} = F_{3y} = 2.367 \text{ kN} \{0.241\text{tf}\} \text{ (分布荷重)}$$

$$F_{g2x} = F_{g1x} = 0.634 \text{ kN} \{0.065\text{tf}\} \text{ (分布荷重)}$$

ここに、 F_{g2y} : レーキの重量によるスクリーン平行方向作用力 kN

F_{g2x} : レーキの重量によるスクリーン直角方向作用力 kN

出典 : [(6)]

除塵設備設計指針

一付設計参考例一

(平成 22 年度版)

(H22.4) P103~P137

④ レーキ直角方向最大荷重

〔解説〕

レーキに直角に作用する最大荷重はレーキ反転時のレーキの重量による鉛直荷重である。

$$F_{g3} = W_3 = 2.451 \text{ kN} \{0.25 \text{ tf}\} \text{ (分布荷重)}$$

ここに、 F_{g3} ：レーキ直角方向最大荷重 kN

⑤ 曲げモーメント

ここに、 B_c ：レーキ用チェーン間隔 4.217m

M_y ：レーキのスクリーン平行方向モーメント

M_x ：レーキ直角方向モーメント

イ) ケース 1

$$\begin{aligned} M_{1y} &= \frac{F_{g1y} \cdot B_c}{8} \\ &= \frac{16.41 \times 4.217}{8} = 8.650 \text{ kN} \cdot \text{m} = 865000 \text{ N} \cdot \text{cm} \{88200 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1x} &= \frac{F_{g1x} \cdot B_c}{8} \\ &= \frac{0.634 \times 4.217}{8} = 0.334 \text{ kN} \cdot \text{m} = 33400 \text{ N} \cdot \text{cm} \{3406 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\} \end{aligned}$$

ロ) ケース 2

$$\begin{aligned} M_{2y} &= \frac{F_{g2} \cdot B_c}{4} + \frac{F_{g2y} \cdot B_c}{8} \\ &= \frac{20.82 \times 4.217}{4} + \frac{23.67 \times 4.217}{8} \\ &= 23.20 \text{ kN} \cdot \text{m} = 2320000 \text{ N} \cdot \text{cm} \{236600 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{2x} &= M_{1x} \\ &= 0.334 \text{ kN} \cdot \text{m} = 33400 \text{ N} \cdot \text{cm} \{3406 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\} \end{aligned}$$

ハ) レーキ直角方向

$$\begin{aligned} M_{3x} &= \frac{F_{g3} \cdot B_c}{8} \\ &= \frac{2.451 \times 4.217}{8} = 1.292 \text{ kN} \cdot \text{m} = 129200 \text{ N} \cdot \text{cm} \{13170 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\} \end{aligned}$$

⑥ 曲げ応力度

イ) ケース 1

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{M_{1y}}{Z_x} + \frac{M_{1x}}{Z_y} \\ &= \frac{865000}{204} + \frac{33400}{136} = 4240 + 246 = 4486 \text{ N/cm}^2 \\ &= 44.86 \text{ N/mm}^2 \{457 \text{ kgf/cm}^2\} < 120 \text{ N/mm}^2 \{1200 \text{ kgf/cm}^2\} \end{aligned}$$

ここに、 σ_1 ：ケース 1 に於けるレーキ桁応力度

120 N/mm²：材料の許容応力度（設計指針 2.2.1）

ロ) ケース2

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{M_{2y}}{Z_x} + \frac{M_{2x}}{Z_y} \\ &= \frac{2320000}{204} + \frac{33400}{136} = 11370 + 246 = 11620 \text{ N/cm}^2 \\ &= 116.2 \text{ N/mm}^2 \{1185 \text{ kgf/cm}^2\} < 120 \text{ N/mm}^2 \{1200 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

ここに、 σ_2 ：ケース2に於けるレーキ桁応力度

ハ) レーキ直角方向

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= \frac{M_{3x}}{Z_y} \\ &= \frac{129200}{136} = 950 \text{ N/cm}^2 \\ &= 9.50 \text{ N/mm}^2 \{97 \text{ kgf/cm}^2\} < 120 \text{ N/mm}^2 \{1200 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

ここに、 σ_3 ：レーキ直角方向最大応力度

⑦ たわみ度

たわみ度は、ケース1についてのみ検討する。（設計指針2.2.6）

たわみ

$$\begin{aligned}\delta_{1y} &= \frac{5 \cdot (1000 \cdot F_{g1y}) \cdot B_c^3}{384 \cdot E \cdot I_x} \\ &= \frac{5 \times 1000 \times 16.41 \times 421.7^3}{384 \times 20.6 \times 10^6 \times 2023} = 0.384 \text{ cm}\end{aligned}$$

ここに、E：縦弾性係数 $20.6 \times 10^6 \text{ N/cm}^2$
 $\{2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2\}$

δ_{1y} ：レーキのスクリーン平行方向たわみ cm

λ_{1y} ：レーキのスクリーン平行方向たわみ度 cm

B_c ：レーキ用のチェーン間隔 421.7cm

たわみ度

$$\begin{aligned}\lambda_{1y} &= \frac{\delta_{1y}}{B_c} \\ &= \frac{0.384}{421.7} = \frac{1}{1098} < \frac{1}{800}\end{aligned}$$

レーキ直角方向については、レーキがたわんだ場合のエプロンとの隙間について、慎重に検討しなければならない。（設計指針2.6.3）

（7）駆動軸の強度

〔解説〕

駆動軸は、一般的に除塵機フレームの最上後端部に設置される。

この部分は常時空中にあるので余裕厚は考慮しなくても良い。

駆動軸強度計算に当たっては、レーキ及びレーキ用チェーンの自重による作用力が最大となった時、トルクリミッタの設定トルクが作用したケースを想定して計算を行う。（設計指針2.2.5）

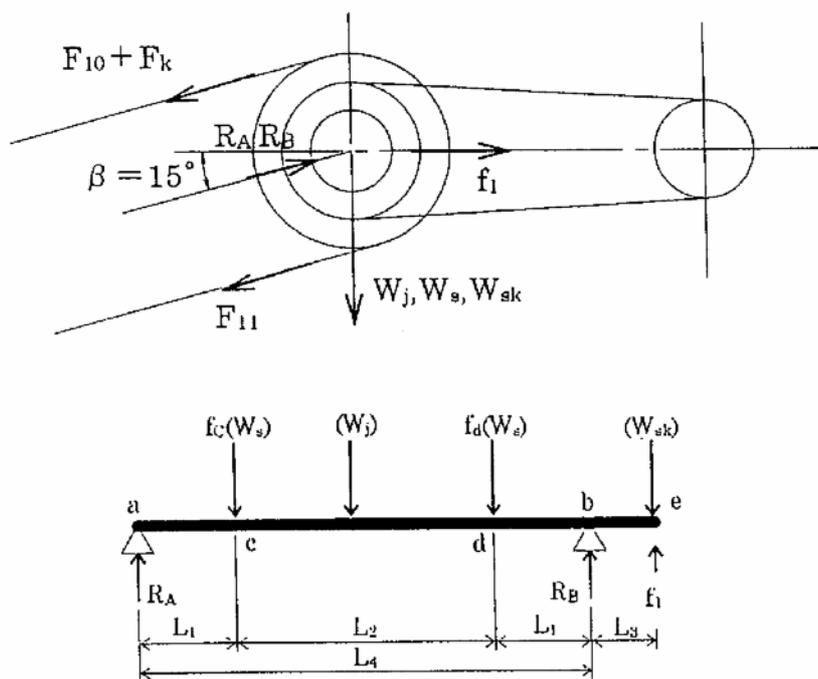
① 軸に作用する荷重

〔解説〕

レーキ用チェーンに作用する荷重は、噛込時発生力による荷重が両側レーキ用チェーンに均等にかかった場合と、各々片側にかかった場合とで異なるモーメントを生じるので、各々のケース(3 ケース)について照査する必要がある。

構成部材の重量は、主要なものを計算の対象とする。本例では、軸、レーキ用チェーン、スプロケットについて検討する。伝動用チェーンの重量は、特別な場合を除き省略するのが一般的である。

また、レーキ用チェーン作用荷重(下図の c 点、d 点)、軸受反力(a 点、b 点)、伝動用チェーン作用荷重(e 点)、軸及びチェーンスプロケットの重量(W_j 、 W_s 、 W_{sk})等は、作用方向が異なるので作用角についても注意しなければならない。



駆動軸に作用する荷重図(参考)

ここでは、上記 3 ケース中、曲げモーメントが最大となる「レーキ用チェーンに作用する荷重が片側 d 点に集中した場合」について駆動軸の計算を行う。

なお、軸の重量(W_j)は、等分布荷重であるが簡略化のため、中央に作用する集中荷重として計算する。

$$f_c = \frac{F_{10} + F_{11}}{2}$$

$$= \frac{9.095 + 6.637}{2} = 7.866\text{kN} \{0.802\text{tf}\}$$

$$f_d = \frac{F_{10} + F_{11}}{2} + F_k$$

$$= \frac{9.095 + 6.637}{2} + 25.44 = 33.31\text{kN} \{3.397\text{tf}\}$$

ここに、 f_1 ：トルクリミッタ設定トルクによる伝動用チェーン荷重

48.68kN (1.1.6-9 参照)

f_c 、 f_d ：レーキ用チェーンプロケット作用荷重 kN

R_A 、 R_B ：軸受反力 kN

W_j ：軸の自重 2.94kN {0.30tf}

W_s ：レーキ用チェーンプロケットの自重

0.78 kN/1ヶ {0.08tf/1ヶ}

W_{sk} ：伝動用チェーンプロケットの自重

0.71 kN/1ヶ {0.07tf/1ヶ}

L_1 ：軸受とレーキ用チェーンプロケット間隔 0.135m

L_2 ：レーキ用チェーンプロケット間隔 4.217m

L_3 ：軸受と伝動用チェーンプロケット間隔 0.1052m

L_4 ：軸受間隔 4.487m

F_{10} ：ガイドレール屈曲部を考慮した搔上側レーキ用チェーン張力

9.095 kN (1.1.6-11 参照)

F_{11} ：ガイドレール屈曲部を考慮した降下側レーキ用チェーン張力

6.637 kN (1.1.6-11 参照)

F_k ：ガイドレール屈曲部を考慮した嚙込時発生力による張力

25.44 kN (1.1.7-3 参照)

② 軸に作用する最大曲げモーメント

x 軸を電動機軸方向(f_1 荷重方向)とし、y 軸を鉛直方向とする。

イ) x 軸方向荷重及び曲げモーメント

支点反力

$$R_{AX} = \frac{f_d \cdot \cos \beta \cdot L_1 + f_c \cdot \cos \beta \cdot (L_1 + L_2) + f_1 \cdot L_3}{L_4}$$

$$= \frac{33.31 \times \cos 15^\circ \times 0.135 + 7.866 \times \cos 15^\circ \times (0.135 + 4.217) + 48.68 \times 0.1052}{4.487}$$

$$= 9.479 \text{ kN } \{0.967\text{tf}\}$$

$$R_{BX} = \frac{f_c \cdot \cos \beta \cdot L_1 + f_d \cdot \cos \beta \cdot (L_1 + L_2) - f_1 \cdot (L_4 + L_3)}{L_4}$$

$$= \frac{7.866 \times \cos 15^\circ \times 0.135 + 33.31 \times \cos 15^\circ \times (0.135 + 4.217) - 48.68 \times (4.487 + 0.1052)}{4.487}$$

$$= -18.39 \text{ kN } \{-1.875\text{tf}\}$$

曲げモーメント

b 点

$$M_{bx} = f_1 \cdot L_3$$

$$= 48.68 \times 0.1052 = 5.121 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.522\text{tf} \cdot \text{m}\}$$

c 点

$$M_{cx} = R_{AX} \cdot L_1$$

$$= 9.479 \times 0.135 = 1.280 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.131\text{tf} \cdot \text{m}\}$$

出典：〔7〕

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P103~P137

d 点

$$\begin{aligned} M_{dx} &= R_{Ax} \cdot (L_1 + L_2) - f_c \cdot \cos \beta \cdot L_2 \\ &= 9.479 \times (0.135 + 4.217) - 7.866 \times \cos 15^\circ \times 4.217 \\ &= 9.212 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.939 \text{ tf} \cdot \text{m}\} \end{aligned}$$

ロ) y 軸方向荷重及び曲げモーメント

支点反力

$$\begin{aligned} R_{Ay} &= \frac{f_d \cdot \sin \beta \cdot L_1 + f_c \cdot \sin \beta \cdot (L_1 + L_2) - W_{sk} \cdot L_3 + \frac{W_i}{2} + W_s}{L_4} \\ &= \frac{33.31 \times \sin 15^\circ \times 0.135 + 7.866 \times \sin 15^\circ \times (0.135 + 4.217) - 0.710 \times 0.1052}{4.487} \end{aligned}$$

$$+ \frac{2.940}{2} + 0.780 = 4.467 \text{ kN} \{0.455 \text{ tf}\}$$

$$\begin{aligned} R_{By} &= \frac{f_c \cdot \sin \beta \cdot L_1 + f_d \cdot \sin \beta \cdot (L_1 + L_2) + W_{sk} \cdot (L_4 + L_3) + \frac{W_i}{2} + W_s}{L_4} \\ &= \frac{7.866 \times \sin 15^\circ \times 0.135 + 33.31 \times \sin 15^\circ \times (0.135 + 4.217) + 0.710 \times (4.487 + 0.1052)}{4.487} \end{aligned}$$

$$+ \frac{2.940}{2} + 0.780 = 11.40 \text{ kN} \{1.162 \text{ tf}\}$$

曲げモーメント

b 点

$$\begin{aligned} M_{by} &= W_{sk} \cdot L_3 \\ &= 0.71 \times 0.1052 = 0.0747 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.0076 \text{ tf} \cdot \text{m}\} \end{aligned}$$

c 点

$$\begin{aligned} M_{cy} &= R_{Ay} \cdot L_1 \\ &= 4.467 \times 0.135 = 0.6030 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.0615 \text{ tf} \cdot \text{m}\} \end{aligned}$$

d 点

$$\begin{aligned} M_{dy} &= R_{By} \cdot L_1 - W_{sk} \cdot (L_1 + L_3) \\ &= 11.40 \times 0.135 - 0.71 \times (0.135 + 0.1052) \\ &= 1.368 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.1395 \text{ tf} \cdot \text{m}\} \end{aligned}$$

ハ) 合成曲げモーメント

b 点

$$\begin{aligned} M_b &= \sqrt{M_{bx}^2 + M_{by}^2} \\ &= \sqrt{5.121^2 + 0.0747^2} = 5.122 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.5222 \text{ tf} \cdot \text{m}\} \end{aligned}$$

c 点

$$\begin{aligned} M_c &= \sqrt{M_{cx}^2 + M_{cy}^2} \\ &= \sqrt{1.280^2 + 0.6030^2} = 1.415 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.1443 \text{ tf} \cdot \text{m}\} \end{aligned}$$

d 点

$$M_d = \sqrt{M_{dx}^2 + M_{dy}^2} \\ = \sqrt{9.212^2 + 1.368^2} = 9.313 \text{ kN} \cdot \text{m} \{0.9496 \text{ tf} \cdot \text{m}\}$$

ニ) 軸トルク

$$T_o = T_s \times \eta_2^2 \times \frac{1}{i_2} \\ = 6.2 \times 0.95^2 \times \frac{30}{17} = 9.874 \text{ kN} \cdot \text{m} \{1.007 \text{ tf} \cdot \text{m}\}$$

ここに、 T_o ：駆動軸トルク

T_s ：トルクリミッタ設定トルク 6.2kN・m(1.1.6-8 参照)

η_2 ：伝動用チェン sprocket 効率 0.95

i_2 ：伝動用チェーン減速比 $\frac{17}{30}$

〔解説〕

軸トルクは、計算を簡略化して全軸同トルク(T_o)とみなして計算する。

③ 相当曲げモーメント

(b 点)

$$M_{eb} = \frac{1}{2} \cdot (M_b + \sqrt{M_b^2 + T_o^2}) \\ = \frac{1}{2} \times (512200 + \sqrt{512200^2 + 987400^2}) \\ = 812300 \text{ N} \cdot \text{cm} \{82830 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

(c 点)

$$M_{ec} = \frac{1}{2} \cdot (M_c + \sqrt{M_c^2 + T_o^2}) \\ = \frac{1}{2} \times (141500 + \sqrt{141500^2 + 987400^2}) \\ = 569500 \text{ N} \cdot \text{cm} \{58070 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

(d 点)

$$M_{ed} = \frac{1}{2} \cdot (M_d + \sqrt{M_d^2 + T_o^2}) \\ = \frac{1}{2} \times (931300 + \sqrt{931300^2 + 987400^2}) \\ = 1145000 \text{ N} \cdot \text{cm} \{116700 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

④ 相当ねじりモーメント

(b 点)

$$T_{eb} = \sqrt{M_b^2 + T_o^2} \\ = \sqrt{512200^2 + 987400^2} = 1112000 \text{ N} \cdot \text{cm} \{113400 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

（c 点）

$$T_{ec} = \sqrt{M_c^2 + T_o^2} \\ = \sqrt{141500^2 + 987400^2} = 997500 \text{ N} \cdot \text{cm} \{101700 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

（d 点）

$$T_{ed} = \sqrt{M_d^2 + T_o^2} \\ = \sqrt{931300^2 + 987400^2} = 1357000 \text{ N} \cdot \text{cm} \{138400 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

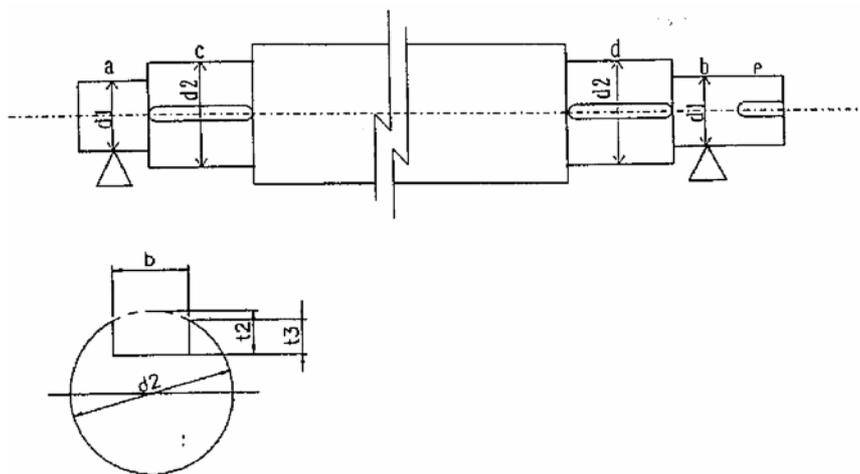
⑤ 駆動軸の断面性能

〔解 説〕

駆動軸強度の検討は b、c、d 点について行う。c、d 点はキー溝が切つてある。c 点と d 点は同径であり作用力は d 点の方が大きい。よって、b 点及び d 点の強度を検討する。

なお、e 点はキー溝を切つてあり b 点より強度が弱いので、強度検討が必要であるが、ここでは省略する。

中間は中空のトルクチューブを使用する場合について検討を行う。



c、d 軸断面 駆動軸図(参考)

d 点のキー溝による切欠係数

$$\gamma = 1 - \frac{0.2 \cdot b}{d_2} - \frac{1.1 \cdot t_2}{d_2} \\ = 1 - \frac{0.2 \times 3.20}{12.50} - \frac{1.1 \times 1.10}{12.50} = 0.852$$

（出典：機械工学便覧 B1-94）

b 点の断面係数

$$Z_1 = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$$

$$= \frac{\pi \times 11.50^3}{32} = 149.3 \text{ cm}^3$$

d 点の断面係数

$$Z_2 = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_2^3}{32}$$

$$= 0.852 \times \frac{\pi \times 12.50^3}{32} = 163.4 \text{ cm}^3$$

b 点の極断面係数

$$Z_{p1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$$

$$= \frac{\pi \times 11.50^3}{16} = 298.6 \text{ cm}^3$$

d 点の極断面係数

$$Z_{p2} = \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}$$

$$= 0.852 \times \frac{\pi \times 12.50^3}{16} = 326.7 \text{ cm}^3$$

ここに、 d_1 : b 点の軸径 11.50cm
 d_2 : d 点の軸径 12.50cm
 b : キー溝の幅 3.20cm
 t_2 : キー溝の深さ 1.10cm

⑥ 駆動軸の許容応力度

許容曲げ応力度

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{st}}{S_o}$$

$$= \frac{440}{5} = 88 \text{ N/mm}^2 \{900 \text{ kgf/cm}^2\}$$

許容せん断応力度

$$\tau_a = \frac{\sigma_{st}}{S_\tau}$$

$$= \frac{440}{8.7} = 51 \text{ N/mm}^2 \{520 \text{ kgf/cm}^2\}$$

ここに、駆動軸の材質 S 25 C - N

σ_{st} : 引張強度 440 N/mm² {4500 kgf/cm²}
 S_o : 引張・圧縮に対する安全率 5 (設計指針 2.2.5)
 S_τ : せん断に対する安全率 8.7 (設計指針 2.2.5)

⑦ 駆動軸の曲げ応力度

b 点

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{M_{eb}}{Z_1} \\ &= \frac{812300}{149.3} = 5441 \text{ N/cm}^2 \\ &= 55 \text{ N/mm}^2 \{561 \text{ kgf/cm}^2\} < \sigma_a = 88 \text{ N/mm}^2 \{900 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

d 点

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{M_{ed}}{Z_2} \\ &= \frac{1145000}{163.4} = 7008 \text{ N/cm}^2 \\ &= 71 \text{ N/mm}^2 \{715 \text{ kgf/cm}^2\} < \sigma_a = 88 \text{ N/mm}^2 \{900 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

⑧ 駆動軸のせん断応力度

b 点

$$\begin{aligned}\tau_1 &= \frac{T_{eb}}{Z_{p1}} \\ &= \frac{1112000}{298.6} = 3724 \text{ N/cm}^2 \\ &= 38 \text{ N/mm}^2 \{387 \text{ kgf/cm}^2\} < \tau_a = 51 \text{ N/mm}^2 \{520 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

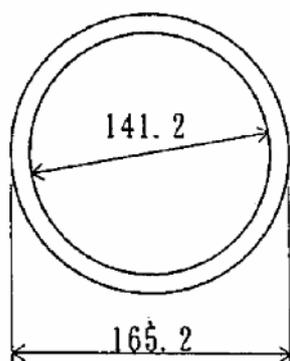
d 点

$$\begin{aligned}\tau_2 &= \frac{T_{ed}}{Z_{p2}} \\ &= \frac{1357000}{326.7} = 4154 \text{ N/cm}^2 \\ &= 42 \text{ N/mm}^2 \{428 \text{ kgf/cm}^2\} < \tau_a = 51 \text{ N/mm}^2 \{520 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

⑨ トルクチューブの断面性能

断面 2 次極モーメント

$$\begin{aligned}I_p &= \frac{\pi \cdot (D^4 - d'^4)}{32} \\ &= \frac{\pi \cdot (16.52^4 - 14.12^4)}{32} = 3410 \text{ cm}^4\end{aligned}$$



トルクチューブの断面形状 (参考)

端部の極断面係数

$$Z_p = \frac{2 \cdot \pi (D^4 - d'^4)}{32 \cdot D}$$

$$= \frac{2 \times \pi \times (16.52^4 - 14.52^4)}{32 \times 16.52} = 356.9 \text{ cm}^3$$

ここに、トルクチューブの材質

S T K M 13 A

D	: 外径	16.52 cm
d	: 内径	14.12 cm
d'	: 端部機械加工代を含む内径	14.52 cm
T _o	: 駆動軸トルク	987400 N・cm
G	: 横弾性係数	79.4 × 10 ⁵ N/cm ² {8.100 × 10 ⁵ kgf/cm ² }
T _{ed}	: d 点の相当ねじりモーメント	1357000 N・cm

⑩ トルクチューブのねじれ角

$$\theta_t = \frac{T_o}{I_p \cdot G}$$

$$= \frac{987400}{3410 \times 79.4 \times 10^5} = 3.647 \times 10^{-5} \text{ rad/cm}$$

$$= 0.209^\circ / \text{m} < \theta_a = 0.250^\circ / \text{m}$$

ここに、 θ_a : 許容ねじれ角 0.250° / m

(出典：機械工学便覧 B1-95)

⑪ トルクチューブの許容せん断応力度

$$\tau_a = \frac{\sigma_{st}}{S_\tau}$$

$$= \frac{370}{8.7} = 43 \text{ N/mm}^2 \{438 \text{ kgf/cm}^2\}$$

ここに、 S_τ : 引張り強さ 370 N/mm² {3800 kgf/cm²}

S_τ : 安全率 8.7 (設計指針 2.2.5)

⑫ トルクチューブのせん断応力度

$$\begin{aligned} \tau_{\tau} &= \frac{T_{ed}}{Z_p} \\ &= \frac{1357000}{356.9} = 3802 \text{ N/cm}^2 \\ &= 38 \text{ N/mm}^2 \{387 \text{ kgf/cm}^2\} < \tau_a = 42 \text{ N/mm}^2 \{438 \text{ kgf/cm}^2\} \end{aligned}$$

〔解説〕

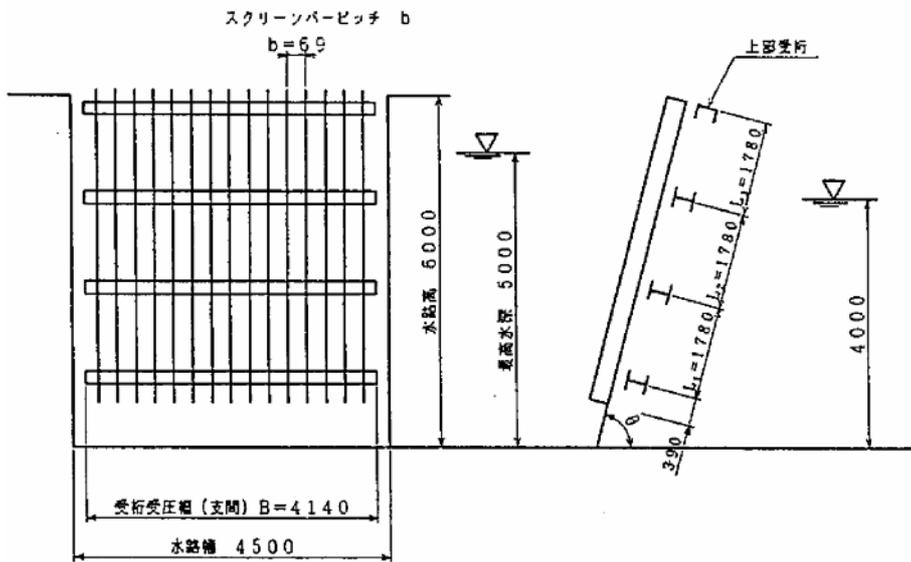
トルクチューブの強度は、この他に曲げ強度の照査も行なう必要があるが、ここでは省略する。

2) バースクリーン

(1) 設計仕様

水路の種類	排水路
設置数	4面
水路幅	4.500m
水路高	6.000m
傾斜角度	75度
スクリーン目幅	0.060m
最高水深	5.000m
設計水位差	1.000m

(2) スクリーン概略図



スクリーン概略図(参考)

出典：〔7〕

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P103～P137

出典：〔2〕

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P137～P144

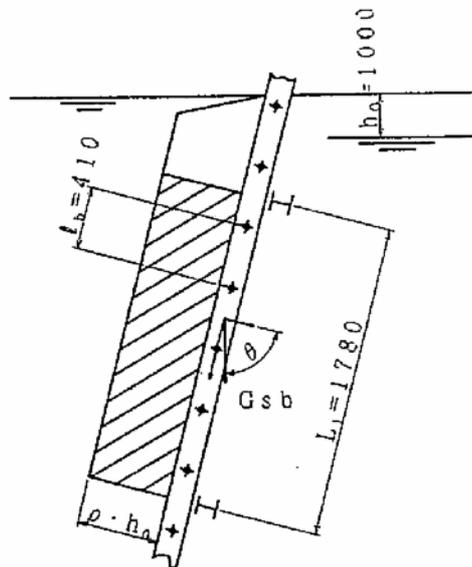
(3) スクリーンバーの強度

スクリーンバーに作用する荷重

[解説]

バーに作用する荷重は、水位差による水圧荷重とバー重量によるものを考慮する。なお、流速が遅いため、カルマン渦は考慮しないものとする。また、バーの支持は連続梁となっている場合が多いが、単純梁として計算を行う。

ここに、 ρ : 水の単位体積質量	1000kg/m ³
h_o : スクリーン部の水位差	1.000m
b : 受圧幅(スクリーンバーピッチ)	0.069m
L_1 : 受圧高(受桁ピッチ最大値)	1.780m
θ : スクリーンバーの傾斜角度	75度
G_{sb} : スクリーンバーの自重(支持間内)	88N/本 {9kgf/本}
l_b : スクリーンバーの横方向支持間隔	410mm
g : 重力加速度	9.807m/sec ²



バーに作用する荷重図(参考)

① スクリーンバーに作用する水平荷重 R_{bx}

$$\begin{aligned}
 R_{bx} &= \rho \cdot g \cdot h_o \cdot L_1 \cdot b + G_{sb} \cdot \cos \theta \\
 &= 1000 \times 9.807 \times 1.000 \times 1.780 \times 0.069 + 88 \times \cos 75^\circ \\
 &= 1227 \text{ N } \{125 \text{ kgf}\}
 \end{aligned}$$

② スクリーンバーに作用する垂直荷重 R_{by}

$$R_{by} = G_{sb} \cdot \sin \theta = 88 \times \sin 75^\circ = 85.0 \text{ N } \{9 \text{ kgf}\}$$

スクリーンバーの断面性能

バーは、F B 75×9(S S 400)を使用し、余裕厚は片面 1mm とする。

出典 : [2]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P137~P144

〔解説〕

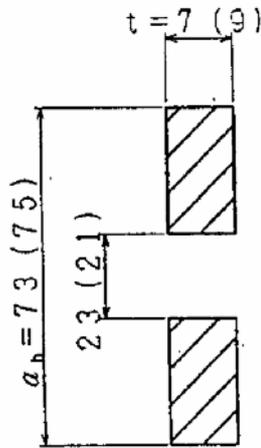
デスタンスピース取付位置は、バーの中央でない場合が多いが断面性能算出は、中央にあるものとして行う。

バーの幅 $a_b = 75 < 12 \cdot t = 108\text{mm}$ (設計指針 2.6.1)

断面二次モーメント $I_{bx} = \frac{0.7}{12} \times (7.3^3 - 2.3^3) = 21.98\text{cm}^4$

断面係数 $Z_{bx} = \frac{2 \times 21.98}{7.3} = 6.022\text{cm}^3$

断面積 $A_b = 0.7(7.3 - 2.3) = 3.500\text{cm}^2$



バーの断面図(参考)

スクリーンバー強度

① 最大曲げモーメント $M_{x\max}$

$$M_{x\max} = \frac{R_{bx} \cdot L_1}{8} = \frac{1227 \times 178.0}{8} = 27300 \text{ N} \cdot \text{cm} \{2784 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

② 最大応力度 $\sigma_{x\max}$

$$\begin{aligned} \sigma_{x\max} &= \frac{M_{x\max}}{Z_{bx}} + \frac{R_{by}}{A_b} = \frac{27300}{0.22} + \frac{85.0}{3.500} \\ &= 4558 \text{ N/cm}^2 = 45.6 \text{ N/mm}^2 \{465 \text{ kgf/cm}^2\} \\ &< 47.0 \text{ N/mm}^2 \{480 \text{ kgf/cm}^2\} \end{aligned}$$

出典：〔2〕

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P137~P144

③ 許容曲げ応力度(横方向座屈) σ_{ba}

$$\sigma_{ba} = 0.6 \cdot \sigma_y \left\{ 1.23 - 0.0153 \frac{l_b}{t - \epsilon_o} \right\} \quad (\text{設計指針 2.2.1})$$

ここに、 σ_y : S S 400 (t = 9) の降状点 $235 \text{ N/mm}^2 \{2400 \text{ kgf/cm}^2\}$

t : バーの板厚 9 mm

ϵ_o : 余裕厚(両面で) 2 mm (設計指針 2.3.1)

l_b : バーの横方向支持間隔 410 mm

$$< 70 \cdot (t - \epsilon_o) = 490 \text{ mm} \quad (\text{設計指針 2.6.1})$$

$$= 0.6 \times 235 \times \left(1.23 - 0.0153 \times \frac{410}{9 - 2} \right)$$

$$= 47.0 \text{ N/mm}^2 \{480 \text{ kgf/cm}^2\}$$

スクリーンバーのたわみ度

① たわみ量 δ_{sb}

$$\delta_{sb} = \frac{5 \cdot R_{bx} \cdot L_1^3}{384 \cdot E \cdot I_{bx}} = \frac{5 \times 1227 \times 178.0^3}{384 \times 20.6 \times 10^6 \times 21.98} = 0.199 \text{ cm}$$

ここに、E : S S 400 の縦弾性係数 $20.6 \times 10^6 \text{ N/cm}^2 \{2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2\}$

② たわみ度

$$\frac{\delta_{sb}}{L_1} = \frac{0.199}{178.0} = \frac{1}{894} < \frac{1}{800} \quad (\text{設計指針 2.2.6})$$

(4) スクリーン受桁の強度

受桁に作用する荷重

[解説]

受桁に作用する水位差による水圧荷重、スクリーンバー及び受桁重量の垂直方向荷重は、上部受桁、エプロン等の部材で支持されているが、受桁に作用するものとして強度計算を行う。

なお、受桁に作用するねじりに対しては、強度計算を行わないものとする。また、受桁の支持は、単純支持として計算を行う。

① 受桁に作用する水平荷重 P_{sx}

$$P_{sx} = \frac{\rho \cdot g \cdot h_o \cdot (L_1 + L_2) \cdot B}{2} + G_s \cdot \cos \theta$$

ここに、 G_s : スクリーンバー及び受桁の重量 $8493 \text{ N} \{866 \text{ kgf}\}$

H 250 × 250 × 9/14 4140 mm \longrightarrow $2942 \text{ N} \{300 \text{ kgf}\}$

F B 75 × 9 1780×60 本 \longrightarrow $5551 \text{ N} \{566 \text{ kgf}\}$

B : 受桁の受圧幅(支間) 4.140 m

$$= \frac{1000 \times 9.807 \times 1.000 \times (1.780 + 1.780) \times 4.140}{2} + 8493 \times \cos 75^\circ$$

$$= 74470 \text{ N} \{7594 \text{ kgf}\}$$

② 受桁に作用する垂直荷重 P_{sy}

$$P_{sy} = G_s \cdot \sin \theta = 8493 \times \sin 75^\circ = 8204 \text{ N} \{837 \text{ kgf}\}$$

受桁の断面性能

〔解説〕

断面性能算出において、スクリーンバーの取付用ボルト穴部は低減しないものとする。溝形鋼、I形鋼等における計算上のフランジの厚さは、張出しフランジ部の中央部の厚さとする。またH形鋼、I形鋼の余裕厚部の断面二次モーメントは、次の式により行う。

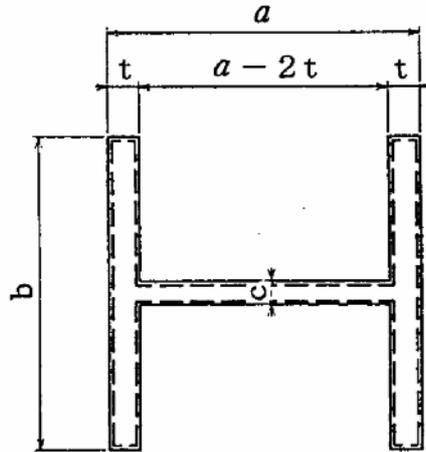
出典：〔2〕

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P137～P144



受桁断面図(参考)

ここに、 ϵ_0 ：余裕厚(片面)

X方向(Y軸に対して)の断面二次モーメントの削除 I_x

$$I_x = \frac{1}{12} [\{ b \cdot a^3 - (b - 2 \cdot \epsilon_0) \cdot (a - 2 \cdot \epsilon_0)^3 \} + (b - c) \cdot \{ (a - 2 \cdot t + 2 \cdot \epsilon_0)^3 - (a - 2 \cdot t)^3 \}]$$

Y方向(X軸に対して)の断面二次モーメントの削除 I_y

$$I_y = \frac{\epsilon_0 \cdot b^2 \cdot (b + 3 \cdot t - 6 \cdot \epsilon_0)}{3}$$

受桁は、H250×250×9/14(S S 400)を使用し、余裕厚は、片面1mm(設計指針 2.3.1)とする。

$$\text{H250} \times \text{250} \times \text{9/14} \text{ の断面二次モーメント } \begin{cases} \text{X方向} & 10700 \text{ cm}^4 \\ \text{Y方向} & 3650 \text{ cm}^4 \end{cases}$$

① X方向(Y軸に対して)の断面二次モーメント I_{sx}

$$\begin{aligned} I_{sx} &= 10700 - \frac{1}{12} \{ 25 \times 25^3 - 24.8 \times 24.8^3 \} \\ &\quad + (25.0 - 0.9) \times (22.4^3 - 22.2^3) \} \\ &= 9071 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

② Y方向(X軸に対して)の断面二次モーメント I_{sy}

$$I_{sy} = 3650 - \frac{0.1 \times 25^2 \times (25 + 3 \times 1.4 - 6 \times 0.1)}{3} = 3054 \text{ cm}^4$$

③ 断面性能

受桁断面性能表(参考)

	断面二次モーメント $I_s(\text{cm}^4)$	断面係数 $Z_s(\text{cm}^3)$	ウェブ総断面積 $A_w(\text{cm}^2)$	圧縮フランジ総断面積 $A_c(\text{cm}^2)$
X方向 (水平方向)	9071	$\frac{2 \times 9071}{24.8} = 731.5$	$0.7 \times 22.4 = 15.68$	$1.2 \times 24.8 = 29.76$
Y方向 (垂直方向)	3054	$\frac{2 \times 3054}{24.8} = 246.3$	—	—

出典：[2]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P137~P144

受桁強度

① X方向(水平方向)の最大曲げモーメント M_{sxmax}

$$M_{sxmax} = \frac{P_{sx} \cdot B}{8} = \frac{74470 \times 414.0}{8} = 3854000 \text{ N} \cdot \text{cm} \{393000 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

② Y方向(垂直方向)の最大曲げモーメント M_{symax}

$$M_{symax} = \frac{P_{sy} \cdot B}{8} = \frac{8204 \times 414.0}{8} = 424600 \text{ N} \cdot \text{cm} \{43300 \text{ kgf} \cdot \text{cm}\}$$

③ 受桁同軸方向の最大曲げ応力度 σ_{smax}

$$\begin{aligned} \sigma_{smax} &= \frac{M_{sxmax}}{Z_{sx}} + \frac{M_{symax}}{Z_{sy}} = \frac{3854000}{731.5} + \frac{424600}{246.3} \\ &= 5269 + 1724 = 6993 \text{ N/cm}^2 \\ &= 70 \text{ N/mm}^2 \{714 \text{ kgf/cm}^2\} < \sigma_{as} = 93.1 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

④ 受桁の最大せん断応力度 τ_{smax}

[解説]

せん断応力度の計算は、X方向(水平方向)のみについて行い、最大の位置は、受桁支点部に発生する。

$$\begin{aligned} \tau_{smax} &= \frac{P_{sx}}{2 \cdot A_w} = \frac{74470}{2 \times 15.68} = 2375 \text{ N/cm}^2 = 23.8 \text{ N/mm}^2 \{242 \text{ kgf/cm}^2\} \\ &< 70 \text{ N/mm}^2 \{700 \text{ kgf/cm}^2\} \text{ (設計指針 2.2.1)} \end{aligned}$$

⑤ 受桁の許容曲げ応力度 σ_{as}

[解説]

受桁の許容曲げ応力度は、X方向(Y軸に対して)にて算出し、受桁の同軸方向の曲げ応力度と証査する。

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{A_w}{A_c} = \frac{15.68}{29.76} = 0.53 < 2 \quad \text{より } K = 2 \quad \text{(設計指針 2.2.1)} \\ \frac{1}{b} = \frac{4140}{248} = 16.69 \quad \text{ここに、} \\ \frac{9}{K} = 4.5 < \frac{1}{b} \leq 30 \quad \begin{array}{l} 1 : \text{圧縮フランジ固定間距離} \\ l = B = 414.0 \text{ cm} \\ b : \text{厚縮フランジ幅 } 24.8 \text{ cm} \end{array} \end{array} \right.$$

故に、許容応力度は、次式により算出する

$$\begin{aligned}\sigma_{as} &= 120 - 1.1 \cdot \left(K \cdot \frac{1}{b} - 9 \right) = 120 - 1.1 \times \left(2 \times \frac{4140}{248} - 9 \right) \\ &= 93.1 \text{ N/mm}^2 \{950 \text{ kgf/cm}^2\}\end{aligned}$$

受桁のたわみ度

① X方向(水平方向)の最大たわみ量 δ_{sx}

$$\delta_{sx} = \frac{5 \cdot P_{sx} \cdot B^3}{384 \cdot E \cdot I_{sx}} = \frac{5 \times 74470 \times 414.0^3}{384 \times 20.6 \times 10^6 \times 9071} = 0.369 \text{ cm}$$

② X方向(水平方向)の最大たわみ度

$$\frac{\delta_{sx}}{B} = \frac{0.369}{414.0} = \frac{1}{1122} < \frac{1}{800} \quad (\text{設計指針 2.2.6})$$

③ Y方向(垂直方向)の最大たわみ量 δ_{sy}

$$\delta_{sy} = \frac{5 \cdot P_{sy} \cdot B^3}{384 \cdot E \cdot I_{sy}} = \frac{5 \times 8204 \times 414.0^3}{384 \times 20.6 \times 10^6 \times 3054} = 0.120 \text{ cm}$$

④ Y方向(垂直方向)の最大たわみ度

$$\frac{\delta_{sy}}{B} = \frac{0.120}{414.0} = \frac{1}{3450} < \frac{1}{800}$$

出典：[2]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

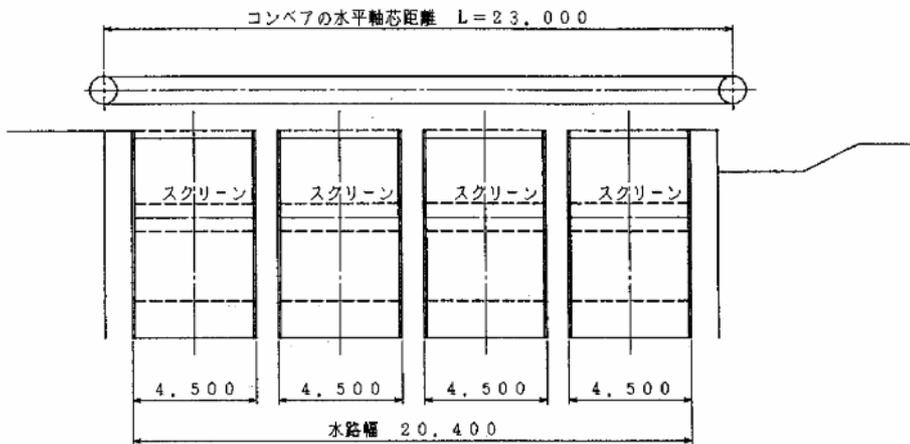
(H22.4) P137～P144

3) 水平ベルトコンベヤ

(1) 設計仕様

設置数	1基	
水平機長	23.000m	
コンベヤ速度	20.000m/min(仮定)(設計指針 3.6.2)	
除塵機仕様		
除塵機基数		$N_j = 4$ 基
水路幅		$B_s = 4.500$ m
レーキ1個あたり設計最大塵芥掻上体積		$V_r = 0.307$ m ³ /個
レーキ幅		$B_r = 3.933$ m
全除塵機による時間当たりの塵芥処理量		$Q_j = 80.57$ m ³ /hr
レーキの取付間隔		$P_r = 4.572$ m
レーキの掻上速度		$v_r = 5.000$ m/min

出典：[3]
 除塵設備設計指針
 ー付設計参考例ー
 (平成22年度版)
 (H22.4) P145～P150



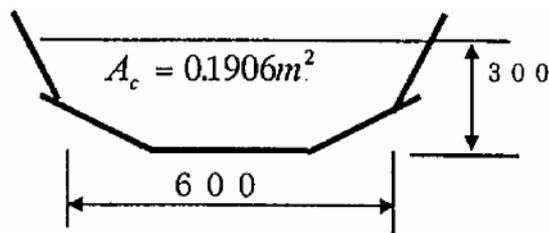
水平ベルトコンベヤの略図(参考)

(2) コンベヤベルト幅の決定

ベルト幅の必要断面積 A (設計指針 3.6.5)

$$A = \sqrt{N_j - 0.5} \cdot \frac{V_r}{B_r} = \sqrt{4 - 0.5} \times \frac{0.307}{3.933} = 0.146\text{m}^2 < A_c = 0.196\text{m}^2$$

A_c : ベルト幅 750mm の有効載荷断面積 (0.196m²)



ベルトコンベヤの断面図(参考)

(3) 搬送容量の決定

[解説]

搬送容量を計算する場合は(設計指針 3.6.5)を参照し、コンベヤの速度は、モータプーリ製造者の公称速度で行い、モータのスリップは考慮しない。

コンベヤの載荷断面積による場合の搬送容量 Q_{c1}

$$\begin{aligned}
Q_{c1} &= \rho_t \cdot g \cdot A_c \cdot v_c \\
&= 800 \times 9.807 \times 0.1906 \times 20.000 = 29910 \text{ N/min} = 498.5 \text{ N/sec} \\
&= 1794 \text{ kN/hr} \{183 \text{ tf/hr}\}
\end{aligned}$$

ここに、 ρ_t : 塵芥の単位体積質量 800kg/m³(設計指針 2.1.3)
 v_c : コンベヤの速度(仮定) 20.000m/min
 g : 重力加速度 9.807m/sec²

除塵機設置基数、レーキ載荷断面積、レーキ速度を考慮した場合の搬送容量 Q_{c2}

$$\begin{aligned}
n \cdot v_c \cdot t_r &= 1 \times 20.000 \times 0.9144 = 18.29 \text{ m} < L_b = 23.000 \text{ m} < (n+1) \cdot v_c \cdot t_r \\
&= (1+1) \times 20.000 \times 0.9144 = 36.58 \text{ m}
\end{aligned}$$

① コンベヤの速度、機長を考慮した場合の搬送容量 Q_{c2A}

$$\begin{aligned}
Q_{c2A} &= \frac{\rho_t \cdot g \cdot V_r N_i \cdot v_c}{L_b} \left(n + \frac{L_b - n \cdot v_c \cdot t_r}{N_j B_s} \right) \\
&= \frac{800 \times 9.807 \times 0.307 \times 4 \times 20.000}{23.000} \\
&\quad \times \left(1 + \frac{23.000 - 1 \times 20.000 \times 0.9144}{4 \times 4.500} \right) \\
&= 10570 \text{ N/min} = 176.2 \text{ N/sec} \{64.67 \text{ tf/hr}\}
\end{aligned}$$

② 全除塵機の塵芥処理量より算出した場合の搬送容量 Q_{c2B}

$$\begin{aligned}
Q_{c2B} &= \frac{\rho_t \cdot g \cdot Q_i}{60} = \frac{800 \times 9.807 \times 80.57}{60} \\
&= 10540 \text{ N/min} = 175.7 \text{ N/sec} \{64.48 \text{ tf/hr}\}
\end{aligned}$$

ここに、 L_b : コンベヤの機長 23.000m

$$t_r = \frac{P_r}{v_r} = \frac{4.572}{5.000} = 0.9144 \text{ min}$$

P_r : レーキの取付間隔 4.572m
 v_r : レーキの掻上速度 5.000m/min
 B_s : 水路幅 4.500m

n : $n \cdot v_c \cdot t_r \leq L_b < (n+1) \cdot v_c \cdot t_r$ を満足する正の整数 1

モータ容量算出に使用する搬送容量 Q_c 及び搬送速度 v_c の決定

$$Q_{c1} = 498.5 \text{ N/sec} > Q_{c2A} = 176.2 \text{ N/sec} > Q_{c2B} = 175.7 \text{ N/sec}$$

故に、搬送容量 $Q_c = Q_{c2A} = 176.2 \text{ N/sec}$ (10.57kN/min) 及び速度
 $v_c = 20.00 \text{ m/min}$ にてモータ容量を算出する。

出典 : [(3)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P145~P150

(4) 動力の計算

[解説]

設計指針 3.6.5 を参照し動力の算出計算式は、JIS B 8805(1976)による。

また、テークアップによる機長の変動は、無視して計算をする。

所要動力の算出 P

$$P = \frac{1}{6000} \cdot \{f \cdot (L_b + L_q) \cdot (g \cdot W_b \cdot v_c + Q_c) + W_r \cdot L_b \cdot v_c\}$$

ここに、 f	: ローラの転動摩擦係数	0.03(設計指針 2.1.6)
L _q	: 水平軸心距離修正値	49.000m
W _b	: 搬送物以外の運行部の重量	53kg/m(設計指針 3.6.5)
W _r	: スカートゴムの摩擦抵抗	50N/m(設計指針 3.6.5)

$$P = \frac{1}{6000} \times \{0.03 \times (23.000 + 49.000) \\ \times (9.807 \times 53 \times 20.000 + 10570) + 50 \times 23.000 \times 20.000\} \\ = 1.14\text{kW}$$

電動機の決定

[解説]

モータプーリの機械効率は、プーリ製造者、形式及びモータ容量等により異なるので選定するに当たってはよく調査する必要がある。

モータの所要容量 P_n

$$P_n = \frac{P}{\eta} = \frac{1.14}{0.85} = 1.34\text{kW} < P_m = 1.5\text{kW}$$

ここに、 η	: モータプーリの機械効率	0.85
	(サイクロ減速機内蔵 1/87)	(設計指針 2.4.3)
P _m	: 使用モータ容量	1.5kW

(5) コンベヤベルトの計算

[解説]

ベルトの有効張力を算出する場合、モータの滑り率は、安全側に配慮する。また、滑り率は、モータプーリ製造者の資料の数値を用いるのが望ましい。

ベルトの有効張力 F_p

$$F_p = \frac{60000 \cdot p_m \cdot \eta}{v_c \cdot (1-k)} = \frac{60000 \times 1.5 \times 0.85}{20.000 \times (1-0.05)} = 4026\text{N} \{411\text{kgf}\}$$

ここに、 k : モータの滑り率 0.05

駆動プーリの弛み側張力 F₂

$$F_2 = \frac{F_p}{e^{\mu \theta} - 1} = \frac{4026}{e^{0.35 \times 3.316} - 1} = 1837\text{N} \{187\text{kgf}\}$$

ここに、 μ	: ゴムベルトとプーリの摩擦係数	0.35(設計指針 2.1.6)
θ	: ベルトの巻付角	190° (3.316rad)

駆動プーリの張り側張力 F₁

$$F_1 = F_p + F_2 = 4026 + 1837 = 5863\text{N} \{598\text{kgf}\}$$

出典 : [(4)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P145~P150

ローラ支間のベルトたわみ規制による必要最小張力 F_4

〔解説〕

キャリアローラ、リターンローラの各支点間の中央でのベルトのたわみは、キャリア側では10mm、リターン側ではローラ取付間隔の1/50程度にするのが一般的である。なお、塵芥重量によるベルトに作用する単位長さ当たりの荷重は、平均数値を用いる。

① キャリア側 F_{4k}

$$F_{4k} = \frac{l_c}{8 \cdot \delta} \cdot \left(\frac{Q_c}{v_c} + g \cdot W_c \right) = \frac{80}{8} \times 0.800 \times \left(\frac{10570}{20.000} + 9.807 \times 9.3 \right) \\ = 4958 \text{ N } \{506 \text{ kgf}\}$$

ここに、 W_c : ゴムベルトの質量 9.3kg/m

l_c : キャリアローラの取付間隔 0.800m

δ : キャリア側たわみ度 $\frac{10 \text{ mm}}{800 \text{ mm}} = \frac{1}{80}$

② リターン側 F_{4R}

$$F_{4R} = \frac{l_R \cdot g \cdot W_c}{8 \cdot \delta_R} = \frac{50}{8} \times 2.000 \times 9.807 \times 9.3 = 1140 \text{ N } \{116 \text{ kgf}\}$$

ここに、 l_R : リターンローラ取付間隔 2.000m

δ_R : リターン側たわみ度 1/50

故に、必要最小張力 $F_4 = F_{4k} = 4958 \text{ N}$

ベルトに作用する最大張力 F_{\max}

$$F_{\max} = F_p + F_4 = 4026 + 4958 = 8984 \text{ N } \{916 \text{ kgf}\} > F_1 = 5863 \text{ N}$$

使用ベルトの安全率 s

$$s = \frac{F_B \cdot B_b}{F_{\max}} = \frac{245 \times 750}{8984} = 20.5 > 10 \text{ (設計指針 2.2.5)}$$

ここに、 F_B : 使用ベルトの単位幅当の強力 245 N/mm {250kgf/cm}

B_b : 使用ベルト幅 750mm

出典 : [(5)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P145~P150

4) 傾斜ベルトコンベヤ

(1) 設計仕様

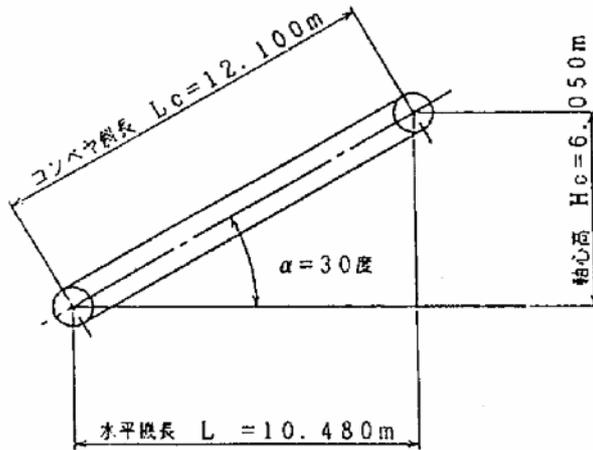
設 置 数	1 基
コンベヤ水平機長	$L_b = 10.480\text{m}$
コンベヤ斜長	$L_c = 12.100\text{m}$
コンベヤ軸心高	$H_c = 6.050\text{m}$
傾斜角度	$\alpha = 30\text{度}$
コンベヤ速度	$v_{ck} = 26.000\text{m/min}$ (設計指針 3.6.2)

1次側コンベヤの仕様

1次側のベルト幅の必要断面積	$A = 0.146\text{ m}^2$
塵芥処理量	$Q_c = 10570\text{ N/min}$ {64.67tf/hr}
コンベヤ速度	$v_c = 20.000\text{m/min}$

除塵機の仕様

除塵機基数	$N_j = 4\text{ 基}$
-------	--------------------



傾斜ベルトコンベヤの略図(参考)

レーキ 1 個あたり設計最大塵芥搔上体積	$V_r = 0.307\text{m}^3/\text{個}$
水路幅	$B_s = 4.500\text{m}$

(2) コンベヤベルト幅の決定

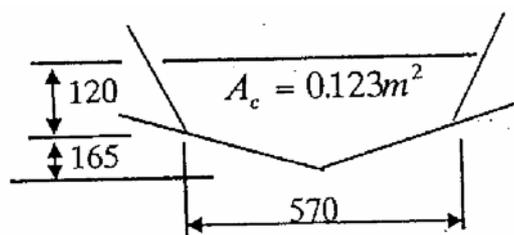
使用ベルトの必要載荷断面積 (A_{ck}) の算出

[解説]

ベルト幅は、前段コンベヤ幅(750)以上のものを使用し、載荷断面積は、コンベヤ速度を考慮して決定する。

$$A_{ck} = \frac{A \cdot v_c}{v_{ck}} = \frac{0.146 \times 20.000}{26.000} = 0.1123\text{m}^2 < A_c = 0.123\text{m}^2$$

出典：[4]
 除塵設備設計指針
 一付設計参考例一
 (平成 22 年度版)
 (H22.4) P150～P155



傾斜ベルトコンベヤの断面図(参考)

(3) 搬送容量の決定

[解説]

搬送容量を計算する時、コンベヤの速度は、モータプーリ製造者の公称速度で行い、モータのスリップは考慮しない。

コンベヤの載荷断面積による場合の搬送容量 Q_{ck1}

$$\begin{aligned} Q_{ck1} &= \rho_t \cdot A_c \cdot v_{ck} \cos 3 \cdot (\alpha - 15^\circ) \\ &= 800 \times 9.807 \times 0.123 \times 26.000 \cos 3 \times (30^\circ - 15^\circ) = 17740 \text{ N/min} \\ &= 295.7 \text{ N/sec} \{108.5 \text{ tf/hr}\} \end{aligned}$$

ここに、 ρ_t : 塵芥の単位体積質量 800kg/m³(設計指針 2.1.3)
 g : 重力加速度 9.807m/sec²
 v_{ck} : コンベヤの速度 26.000m/min

全除塵機のレーキ1個当り設計最大塵芥量が連続的にコンベヤに作用した場合の搬送容量 Q_{ck2}

[解説]

搬送容量の算出は、傾斜ベルトコンベヤの斜長(L_c)、除塵機の基数(N_j)、レーキの設計最大塵芥掻上体積(V_r)、水路幅(B_s)等を考慮して決定する。

$$B_s \cdot N_j > L_c \text{ の場合 } Q_{ck2} = \frac{\rho_t \cdot g \cdot V_r \cdot v_{ck}}{B_s}$$

$$B_s \cdot N_j \leq L_c \text{ の場合 } Q_{ck2} = \frac{\rho_t \cdot g \cdot V_r \cdot N_j \cdot v_{ck}}{L_c}$$

$$B_s \cdot N_j = 4.500 \times 4 = 18.000 \text{ m} > L_c = 12.100 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} Q_{ck2} &= \frac{\rho_t \cdot g \cdot V_r \cdot v_{ck}}{B_s} = \frac{800 \times 9.807 \times 0.307 \times 26.000}{4.500} = 13920 \text{ N/min} \\ &= 232.0 \text{ N/sec} \{85.14 \text{ tf/hr}\} \end{aligned}$$

モータ容量算出に使用する搬送容量 Q_{ck} 及び、搬送速度 v_{ck} の決定

$$Q_{ck1} = 17740 \text{ N/min} > Q_{ck2} = 13920 \text{ N/min} > Q_c = 10570 \text{ N/min}$$

故に、 $Q_{ck} = Q_{ck2} = 13920 \text{ N/min} \{85.14 \text{ tf/hr}\}$ 及び速度 $v_{ck} = 26 \text{ m/min}$ によってモータ容量を算出する。

(4) 動力の計算

[解説]

「設計指針 3.6.5」を参照し、動力の算出計算式は、JIS B 8805(1976)による。また、テークアップによる機長の変動は、無視して計算する。

所要動力の算出 P

$$P = \frac{1}{60000} \cdot \{f \cdot (L_b + L_q) \cdot (g \cdot W_b \cdot v_{ck} + Q_{ck}) + Q_{ck} \cdot H_c + W_r \cdot L_c \cdot v_{ck}\}$$

ここに、	f : ローラの転動摩擦係数	0.03	(設計指針 2.1.6)
	L_b : コンベヤ水平軸心間距離	10.480m	
	L_c : コンベヤの斜長	12.100m	
	L_q : 水平軸心距離修正値	49.000m	
	H_c : コンベヤ軸心高距離	6.050m	
	W_b : 搬送物以外の運行部の重量	53kg/m	(設計指針 3.6.5)
	W_r : スカートゴムの摩擦抵抗	50N/m	(設計指針 3.6.5)
	v_{ck} : コンベヤの速度	26.000m/min	

$$P = \frac{1}{60000} \times \{0.03 \times (10.480 + 49.000) \times (9.807 \times 53 \times 26.000 + 13920) + 13920 \times 6.050 + 50 \times 12.100 \times 26.000\}$$
$$= 2.482 \text{ kW}$$

電動機の決定

[解説]

モータプーリの機械効率は、プーリ製造者、形式、モータ容量等により異なるので、選定に当たっては、調査する必要がある。

モータの所要容量 P_n

$$P_n = \frac{P}{\eta} = \frac{2.482}{0.85} = 2.92 \text{ kW} < P_m = 3.7 \text{ kW}$$

ここに、	η : モータプーリの機械効率	0.85	(サイクロ減速機内蔵 1/87) (設計指針 2.4.3)
	P_m : 使用モータ容量	3.7kW	

(5) コンベヤベルトの計算

[解説]

ベルトの有効張力を算出する場合、モータの滑り率は、安全側に配慮する。また、滑り率は、モータプーリ製造者の資料の数値を用いるのが望ましい。

ベルトの有効張力 F_p

$$F_p = \frac{60000 \cdot P_m \cdot \eta}{v_{ck} \cdot (1-k)} = \frac{60000 \times 3.7 \times 0.85}{26.000 \times (1-0.05)} = 7640 \text{ N} \{779 \text{ kgf}\}$$

ここに、 k : モータの滑り率 0.05

駆動プーリの弛み側張力 F_2

$$F_2 = \frac{F_p}{e^{\mu \theta} - 1} = \frac{7640}{e^{0.35 \times 3.316} - 1} = 3486 \text{ N} \{356 \text{ kgf}\}$$

ここに、	μ : ゴムベルトとプーリの摩擦係数	0.35	(設計指針 2.1.6)
	θ : ベルトの巻付角	190°	(3.316rad)

出典 : [(4)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P150~P155

駆動プーリの張り側張力 F_1

$$F_1 = F_p + F_2 = 7640 + 3486 = 11126 \text{ N } \{1135 \text{ kgf}\}$$

ベルトゴムの重量による傾斜張力 F_3

$$F_3 = W_c \cdot L_b \cdot g (\tan \alpha - f) = 10.6 \times 10.480 \times 9.807 \times (\tan 30^\circ - 0.03) \\ = 596 \text{ N } \{60.8 \text{ kgf}\}$$

ここに、 W_c : ゴムベルトの重量 10.6 kg/m
 α : コンベヤの傾斜角度 30度

ローラ支間のベルトたわみ規制による必要最小張力 F_4

[解説]

キャリアローラ、リターンローラ支点間の中央部でのベルトのたわみは、キャリア側では10mm、リターン側ではローラ取付間隔の1/50程度にするのが一般的である。なお、塵芥荷重によるベルトに作用する単位長さ当たりの荷重は、平均数値を用いる。

① キャリア側 F_{4k}

$$F_{4k} = \frac{l_c}{8 \cdot \delta} \cdot \left(\frac{Q_{ck}}{v_{ck}} + g \cdot W_c \right) \cdot \cos \alpha \\ = \frac{80 \times 0.800}{8} \times \left(\frac{13290}{26.000} + 9.807 \times 10.6 \right) \times \cos 30^\circ \\ = 4262 \text{ N } \{435 \text{ kgf}\}$$

ここに、 l_c : キャリアローラの取付間隔 0.800m

$$\delta : \text{キャリア側たわみ度} \quad \frac{10 \text{ mm}}{800 \text{ mm}} = \frac{1}{80}$$

② リターン側 F_{4R}

$$F_{4R} = \frac{I_R}{8 \cdot \delta_R} \cdot g \cdot W_c \cdot \cos \alpha = \frac{50 \times 2.000}{8} \times 9.807 \times 10.6 \times \cos 30^\circ \\ = 1125 \text{ N } \{115 \text{ kgf}\}$$

ここに、 I_R : リターンローラの取付間隔 2.000m

δ_R : リターン側たわみ度 1/50

故に、必要最小張力 $F_4 = F_{4k} = 4262 \text{ N}$ とする。

ベルトに作用する最大張力 F_{\max}

① モータ出力による場合 $F_{\max 1}$

$$F_{\max 1} = F_p + F_2 = 7640 + 3486 = 11126 \text{ N } \{1136 \text{ kgf}\}$$

② ベルトの撓み、傾斜張力を考慮した場合 $F_{\max 2}$

$$F_{\max 2} = F_p + F_3 + F_4 = 7640 + 596 + 4262 = 12498 \text{ N } \{1275 \text{ kgf}\}$$

故に最大張力 $F_{\max} = F_{\max 2} = 12498 \text{ N}$

ベルトの安全率 s

$$s = \frac{F_b \cdot B_b}{F_{\max}} = \frac{245 \times 750}{12498} = 14.7 > 10 \text{ (設計指針 2.2.5)}$$

ここに、 F_b : 使用ベルトの単位幅当の強力 245 N/mm {250 kgf/m}

B_b : 使用ベルト幅 750mm

出典 : [(5)]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成22年度版)

(H22.4) P150~P155

5) ホッパ

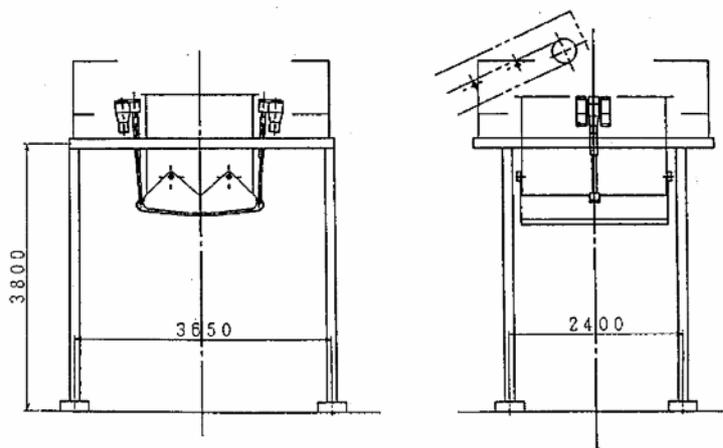
(1) 設計仕様

塵芥最大受荷量	6.000 m ³ /hr
ホッパ容量	5.000 m ³
開閉方式	電動シリンダ方式
開口部寸法	1.600m×1.800m

[解説]

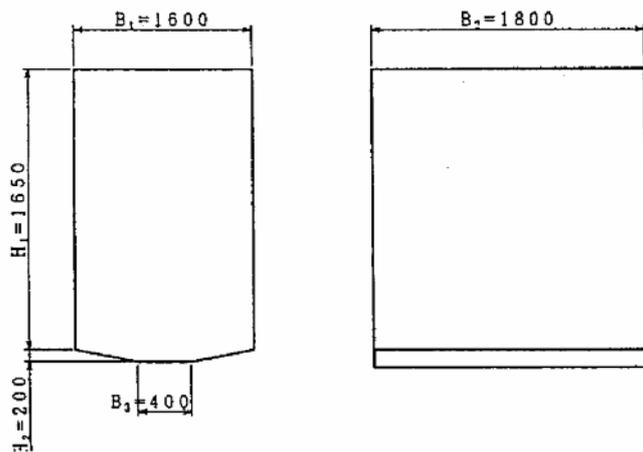
ホッパの形式、容量等の決定にあたっては(設計指針 3.7)の主旨を考慮して計画するのが望ましい。

(2) ホッパ概略図



ホッパ概略図(参考)

(3) ホッパ容量 (V₁) の算出



ホッパの寸法図(参考)

出典：[5]

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

(平成 22 年度版)

(H22.4) P155~P159

$$\begin{aligned}
 V_1 &= \left(\frac{B_1 + B_2}{2} \cdot H_2 + H_1 \cdot B_1 \right) \cdot B_2 \\
 &= \left(\frac{1.600 + 0.400}{2} \times 0.200 + 1.650 \times 1.600 \right) \times 1.800 \\
 &= 5.11 \text{m}^3 > 5.00 \text{m}^3
 \end{aligned}$$

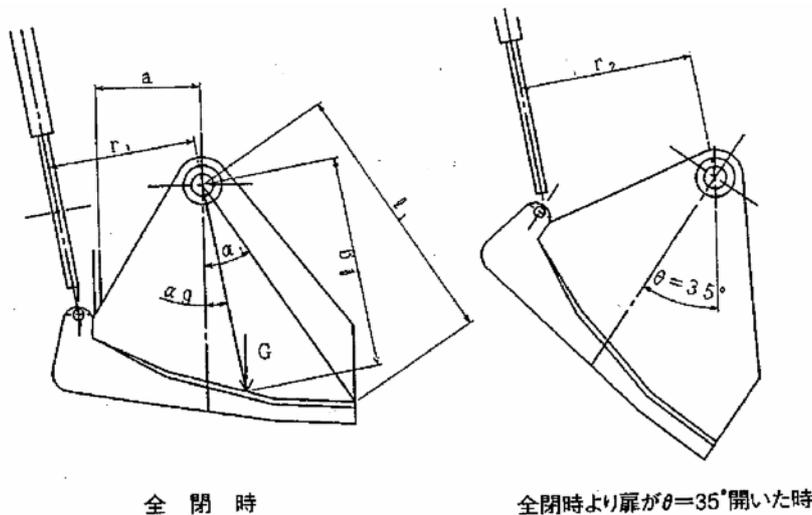
ここに、 V_1 ：ホップ容量 m^3
 B_1 、 B_2 ：ホップ上部寸法 m
 H_1 、 H_2 ：ホップの高さ寸法 m

（4）カットゲートの開閉力の計算

〔解説〕

開閉力の計算は、可動部が氷結していないものとして行うが、運転時氷結する恐れのある場合は、氷結に対して有効な対策を講ずる必要がある。また、ホップにフード等を設ける場合、フード内にも塵芥があるものとして開閉力を証査する。なお、開閉力の算出は、ホップゲートの吊心位置及びゲート開度により開閉力が異なるので、最大の数値を求める必要がある。

軸受ピン等の摩擦抵抗力は、値が小さいので無視し、閉扉操作時にはホップ内に塵芥は、無いものとして計算する。



ゲートと電動シリンダとの関連図(参考)

ゲート底板に使用する平均単位荷重 P_i

$$\begin{aligned}
 P_i &= \rho_t \cdot g \cdot \left(H_1 + \frac{H_2}{2} \right) = 800 \times 9.807 \times \left(1.650 + \frac{0.200}{2} \right) \\
 &= 13730 \text{N} \{1.400 \text{tf/m}^2\}
 \end{aligned}$$

ここに、 ρ_t ：塵芥の単位体積質量 800kg/m^3 (設計指針 2.1.3)
 g ：重力加速度 9.807m/sec^2

開閉力の計算

1) 閉扉力 T_1 (全閉時)

$$T_1 = \frac{G_t \cdot l_g \cdot \sin \alpha_g + P_i \cdot B_2 \cdot (l_1 \cdot \sin \alpha_1 + \alpha) \cdot (l_1 \cdot \sin \alpha_1 - \alpha) / 2 - \mu \cdot P_i \cdot B_2 \cdot (l_1 \cdot \sin \alpha_1 + \alpha) \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_1}{r_1}$$

ここに、

T_1 : 閉扉時シリンダに作用する荷重	
r_1 : 開閉用ピンよりシリンダまで垂線距離	0.45m
G_t : 扉重量	1764N {180kgf}
l_g : 開閉用ピンから扉重心までの距離	0.580m
α_g : 開閉用ピンから扉重心の偏心角度	5度
l_1 : 開閉用ピンから扉先端までの距離	0.750m
α_1 : 開閉用ピンから扉先端の偏心角度	42度
α : 開閉用ピンからホップ側板までの距離	0.300m
μ : 塵芥と扉底板の摩擦係数	0.5(設計指針 2.1.6)

閉扉力は、安全を見込み、上式3項は、零として計算する。

$$T_1 = \frac{1764 \times 0.580 \times \sin 5^\circ + 13730 \times 1.800 \times (0.750 \times \sin 42^\circ + 0.300) \times (0.750 \times \sin 42^\circ - 0.300)}{0.450}$$
$$= 4643 \text{ N } \{473 \text{ kgf}\}$$

2. 天井クレーン（標準）

形式の選定はポンプ口径、重量、吊上げ揚程、使用頻度等によって、その機場設備に適合したものでなければならない。

〔解説〕（参考）

1) 天井クレーンの規格等

- (1) 天井クレーンの選定は、「揚排水ポンプ設備設計指針（案）」（214～232頁）に基づいて行うものとする。
- (2) クレーン（ガーダタイプ）の強度計算は、JIS B 8821 に準拠したものとする。
- (3) クレーンの構造については、クレーン等各構造規格に準拠したものとする。

2) 天井クレーンの省略の検討

- (1) 排水機場全体の総合的なコストの比較を行い、据付・メンテナンスにトラッククレーンを使用して、天井クレーンを省略する検討も行うものとする。

3. 燃料貯油槽（標準）

燃料貯油槽は、十分な強度を有するとともに腐食、漏油などに対しても安全な構造とする。

〔解説〕（参考）

屋外、室内、地下タンクについての基本的考え方は「揚排水ポンプ設備設計指針（案）」に明記されているが、地下タンクの寸法、構造については下記、建設大臣官房営繕部監修「機械設備工事標準図」を参考にするものとする。

設置場所の条件によってタンク室を設ける場合と、そうでない場合があり、選定条件は地盤変動の恐れがあるとき、浸水しやすい地質あるいはタンク附近、又は上部に通行車輛その他による動荷重がかかるような場合には、タンク室を設けることが望ましい。

尚、燃料貯油槽の設置に関して、「危険物の規制に関する政令」などの関係法令及び該当する地方公共団体の条例等を遵守したものでなければならない。

燃料系統設備の構成等細部事項については「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説（平成13年2月） P123～P132 に記述されているので参照の事。

出典：〔4〕

除塵設備設計指針

—付設計参考例—

（平成22年度版）

（H22.4）P155～P159

1) タンク室を設ける場合

(1) 据付図

(単位：mm)

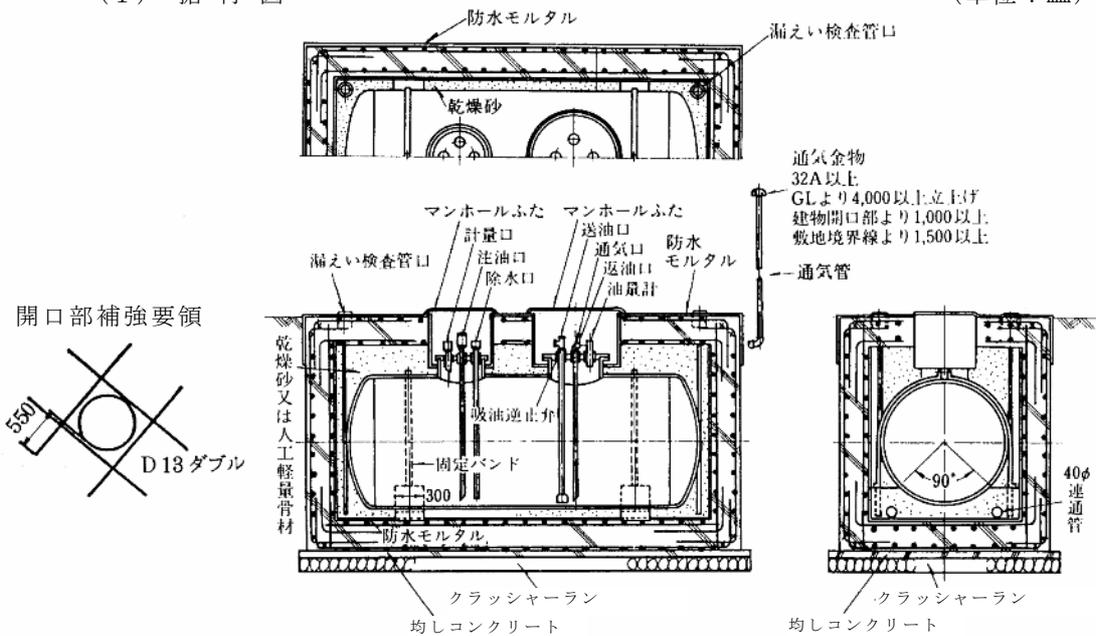


図 (a)

地番強度、地下水位、施工方法等を考慮し、配筋サイズ、配筋ピッチ、壁厚、スラブ厚等を計算決定する。

(2) 外郭及び構造施工要領

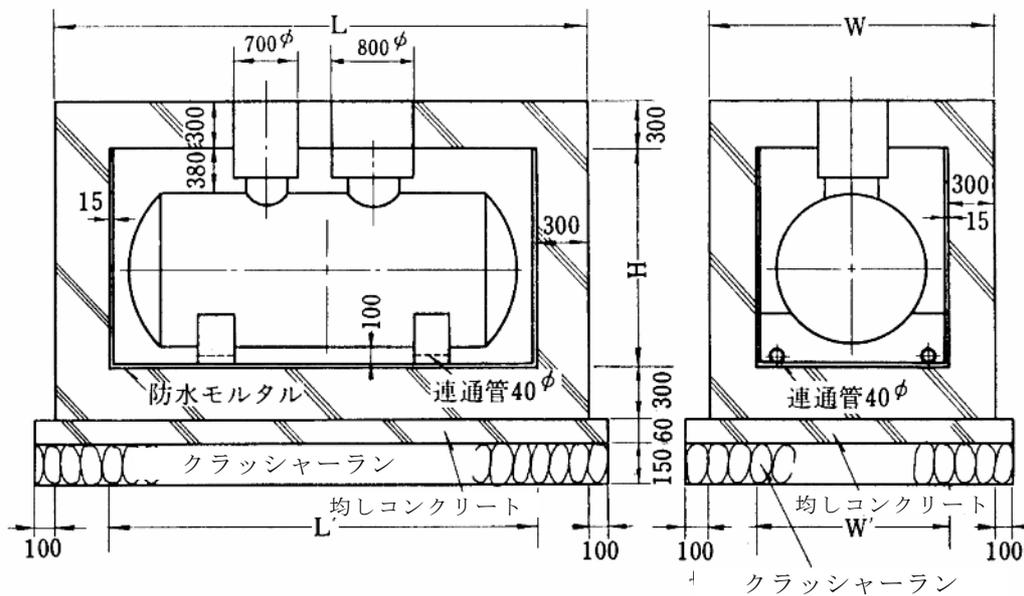


図 (b)

表 (b)

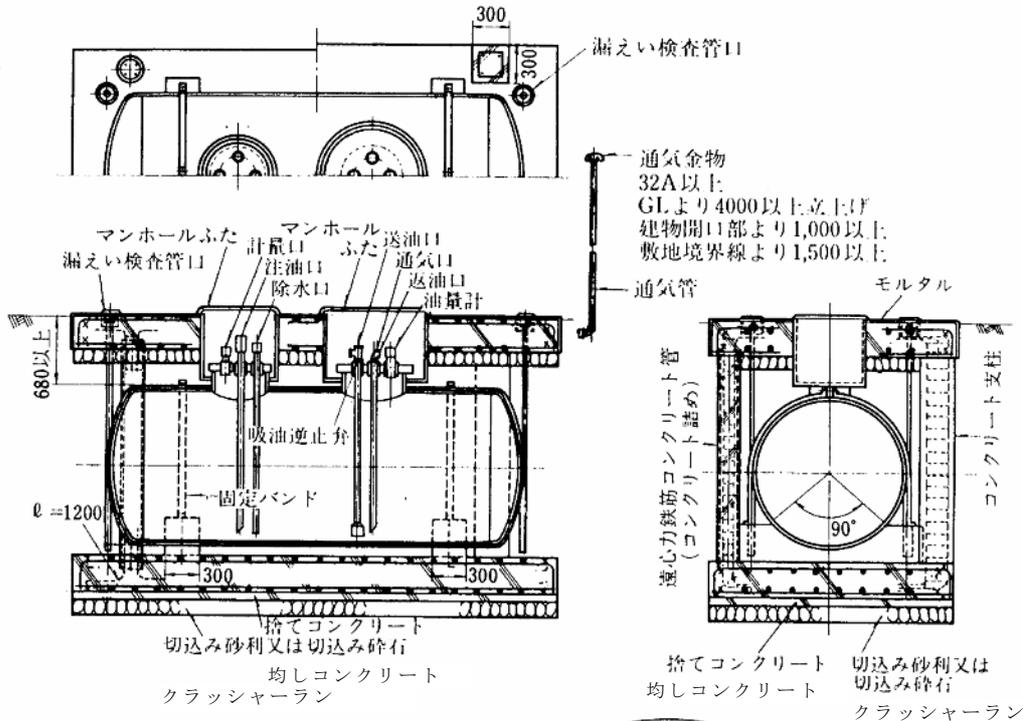
記 号	L	W	L'	W'	H
T _o -0.95	3,800	2,000	3,200	1,400	1,250
T _o -1.5	4,300	2,100	3,700	1,500	1,350
T _o -1.9	4,350	2,200	3,750	1,600	1,450
T _o -3	4,450	2,450	3,850	1,850	1,700
T _o -4	4,800	2,550	4,200	1,950	1,800
T _o -5	5,600	2,550	5,000	1,950	1,800
T _o -6	5,850	2,650	5,250	2,050	1,900
T _o -7	5,900	2,750	5,300	2,150	2,000
T _o -8	6,500	2,750	5,900	2,150	2,000
T _o -10	7,150	2,850	6,550	2,250	2,100
T _o -12	6,800	3,050	6,200	2,450	2,300
T _o -13	7,200	3,050	6,600	2,450	2,300
T _o -15	8,000	3,050	7,400	2,450	2,300
T _o -18	8,550	3,150	7,950	2,550	2,400
T _o -20	9,250	3,150	8,650	2,550	2,400
T _o -25	10,250	3,250	9,650	2,650	2,500
T _o -30	10,300	3,450	9,700	2,850	2,700

2) タンク室を設けない場合

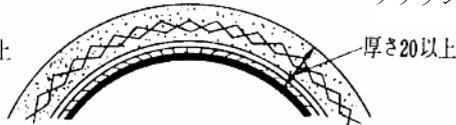
(1) 据付図

遠心力鉄筋コンクリート管 コンクリート支柱の場合
支柱の場合

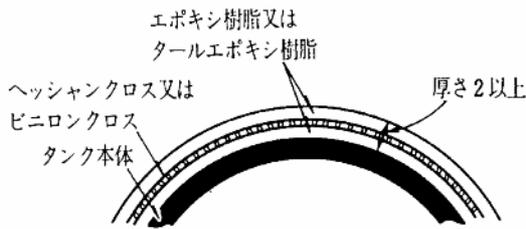
(単位：mm)



(a) アスファルト被覆の場合



(b) モルタル被覆の場合



(c) エポキシ樹脂被覆の場合

保護材の凡例

- タンク本体
- ▨ ピッチ及びアスファルトプライマー
- ▬ アスファルトルーフィング
- ▭ モルタル
- ◇◇◇◇ ワイヤラス

図 (c)

注(イ) タンク全長が5 m以上の場合は、基礎台を3箇所とする。

(ロ) 配筋要領及び開口部の補強は1-1(地下オイルタンク据付け図)の配筋表、
開口部補強要領及び注(イ)による。

(2) 外郭及び構造施工要領

(単位：mm)

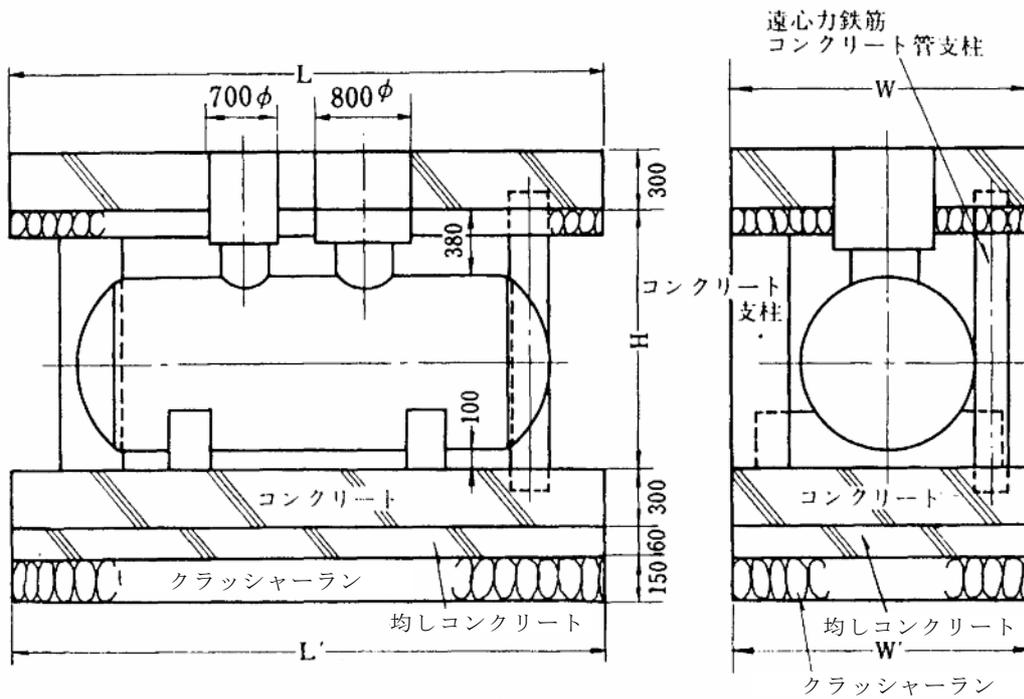
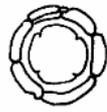


図 (d)

表 (c)

記号	L	L'	W	W'	H	支柱	
						支柱断面	本数
T _o -0.95	3,200	3,200	1,600	1,600	1,250	 遠心力鉄筋 コンクリート 管内径 200φ 主筋 D16 4本 フープ D10-150G	4
T _o -1.5	3,700	3,700	1,700	1,700	1,350		4
T _o -1.9	3,750	3,750	1,800	1,800	1,450		4
T _o -3	3,850	3,850	2,050	2,050	1,700		4
T _o -4	4,200	4,200	2,150	2,150	1,800		4
T _o -5	5,000	5,000	2,150	2,150	1,800		6
T _o -6	5,250	5,250	2,250	2,250	1,900		6
T _o -7	5,300	5,300	2,400	2,400	2,000	 鉄筋コンクリート支柱 300×300	6
T _o -8	5,900	5,900	2,400	2,400	2,000		6
T _o -10	6,550	6,550	2,500	2,500	2,100		6
T _o -12	6,200	6,200	2,700	2,700	2,300		6
T _o -13	6,600	6,600	2,700	2,700	2,300		6
T _o -15	7,400	7,400	2,700	2,700	2,300		6
T _o -18	7,950	7,950	2,800	2,800	2,400		6
T _o -20	8,650	8,650	2,800	2,800	2,400		6
T _o -25	9,650	9,650	2,900	2,900	2,500		6
T _o -30	9,700	9,700	3,100	3,100	2,700		6

注(イ) 上記寸法は、タンク保護方法がアスファルト塗りの場合を示す。

(ロ) 遠心力鉄筋コンクリート管は「外圧管1種A形」とする。

4. 手摺・階段・防護柵等（標準）

揚排水ポンプ設備の維持、管理を安全に行うために設置する手摺・階段・防護柵・梯子に適用する。

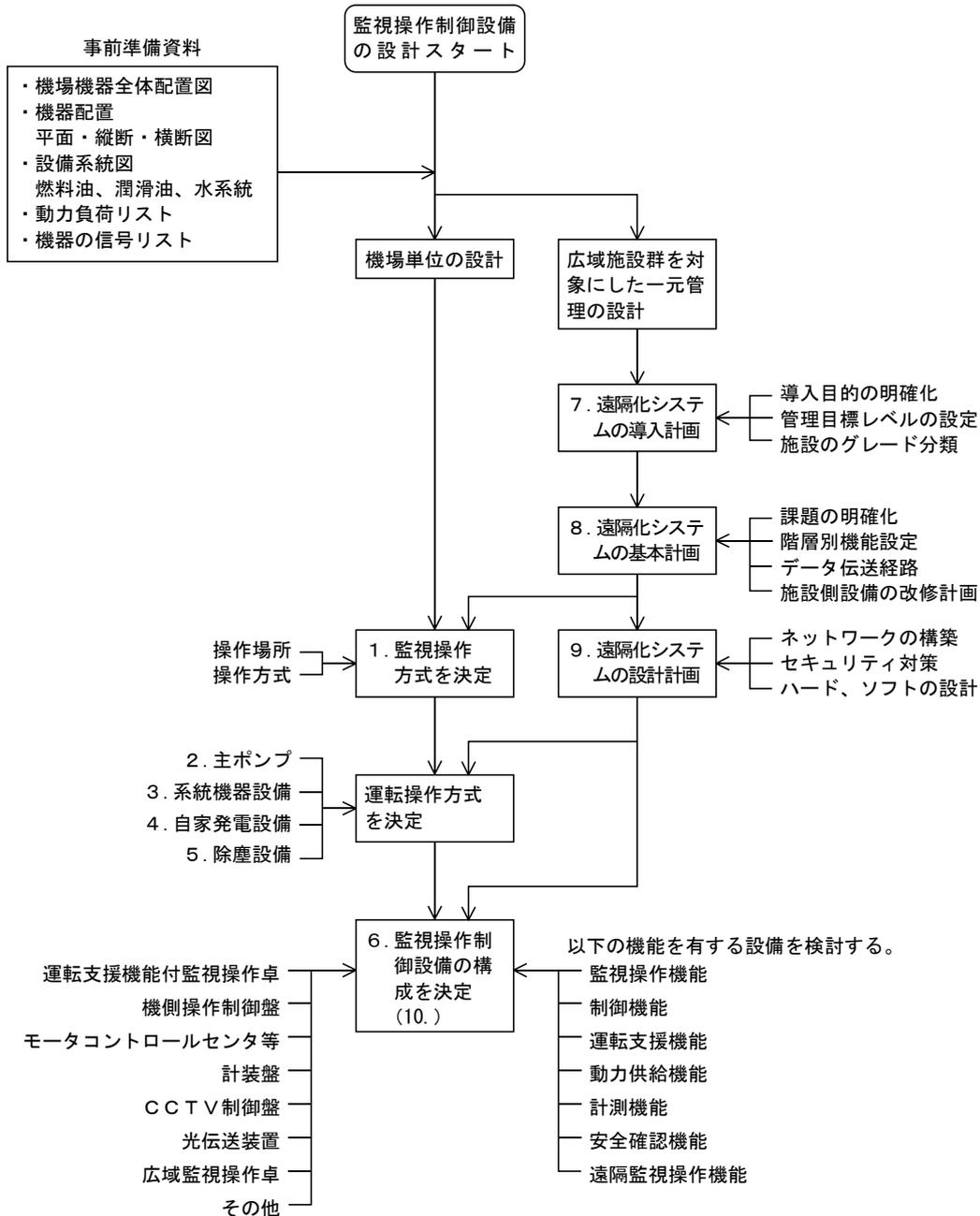
〔解説〕

- 1) 揚排水ポンプ設備には、その機能を維持するに必要な操作、点検を安全に行うために、手摺・階段・防護柵・梯子を設置する。
ここに、手摺とは操作橋、階段などのように歩行者が通る部分に設けるものをいう。防護柵とは操作台の周囲、擁壁などに設け、操作点検時の転落防止の目的で設けるものをいう。なお、フェンスなどについては、適用外とする。
- 2) 手摺・階段・防護柵等の形状および基本寸法は、第1章水門設備編を参照。

第6節 監視操作制御設備（標準）

揚排水機場の監視操作制御設備は、ポンプ設備の用途、規模、管理及び運用体制に対応し、信頼性及び安全性が高く、操作制御性に優れたものとする。

監視操作制御設備の計画・設計の基本的な手順及びその概要を下図に示す。なお、計画・設計の詳細については「揚排水ポンプ設備技術指針（案）同解説」（以降「揚排指針」と記す。）及び「排水機場等遠隔操作監視設備技術マニュアル（案）」（以降「遠隔マニュアル」と記す。）を参照のこと。



監視操作制御設備の基本的な計画・設計フロー

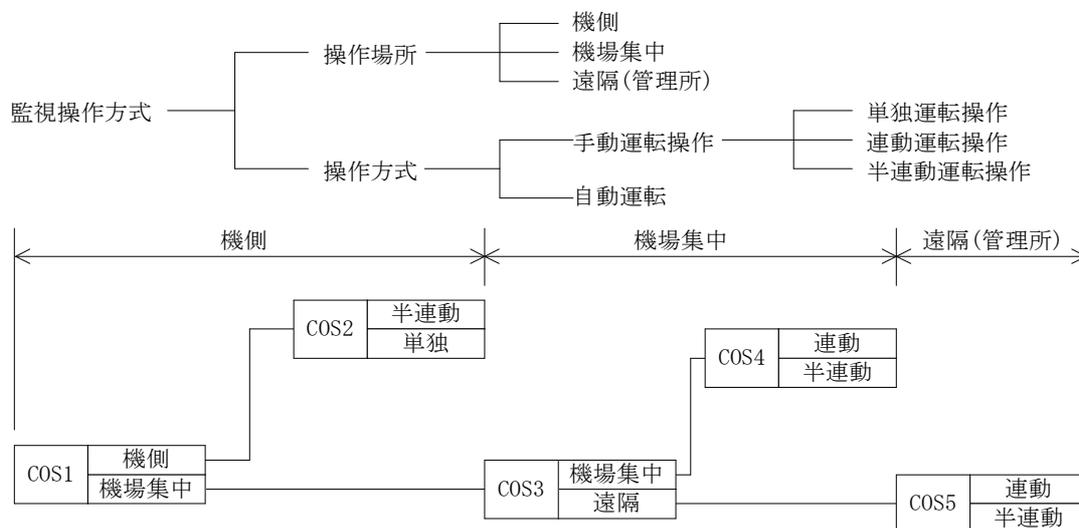
1. 監視操作方式

1. 揚排水機場におけるポンプ設備の監視操作は、各機器の運転状態を的確に把握して、所定の運転操作が行えるものとする。
2. ポンプ設備の操作場所、操作方式は機場規模、管理体制等を考慮して決する。
3. 監視操作は、遠隔→機場集中→機側の順とする。
 なお、複数の場所から同時に操作は行えないものとする。
 また、万一、不測の事故が機場集中あるいは遠隔側で発生した場合でも、機側で監視操作が行えるものとする。

〔解説〕（詳細は「揚排指針 24 条」による。）

1) 監視操作の形態

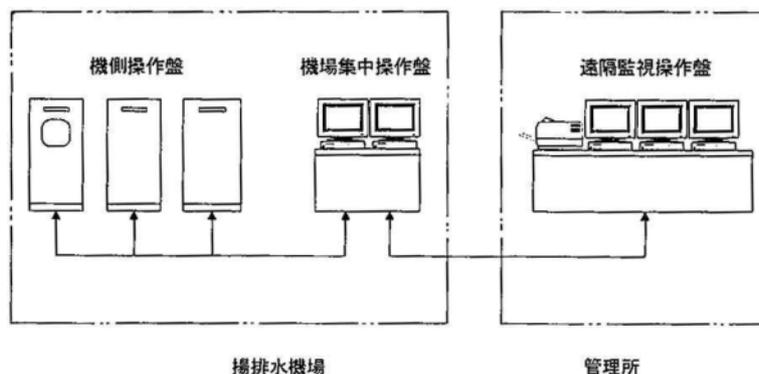
監視操作の形態を次のように区分する。



2) 操作場所

機器を運転、停止するための操作スイッチが取付けてある操作盤の設置位置(下図)によって、操作場所の呼び方として次の三種類に分類する。

- ① 操作盤が、揚排水機場の運転する機器の近くからの機側操作。
- ② 操作盤が、揚排水機場の機器から離れた場所からの機場集中操作。
- ③ 操作盤が、揚排水機場から離れた管理所からの遠隔操作。



操作盤の位置関係

2. 主ポンプの運転操作方式

1. 主ポンプ設備の運転操作方式は、「連動運転操作」「半連動運転操作」「単独運転操作」の各方式とし、用途、機器構成、操作場所等を考慮して決定する。
2. 揚水機場における主ポンプ設備の運転操作方式は、前項の運転操作方式に加えて、「自動運転」の採用も考慮する。

〔解説〕（詳細は「揚排指針 25 条」による。）

1) 連動運転操作

「連動運転操作」は、一連の機器に対して共通となる一つの操作スイッチを手動で一回操作することで、あらかじめ定められた順序に従って、各関連機器（原動機、弁、その他関連系統機器設備）が逐次連動して始動・停止や開閉を行う方式である。

なお、「連動運転操作」の操作場所は、遠隔及び機場集中が一般的である。

2) 半連動運転操作

「半連動運転操作」は、吐出し弁の開閉操作や流体継手の充排油弁開閉のみを単独操作するもので、内外水位の状況等により、管理運転時及び排水運転時の排水量を制御する場合等に採用する。

なお、「半連動運転操作」の操作場所は、遠隔、機場集中及び機側のいずれでもよい。

3) 単独運転操作

「単独運転操作」は、主ポンプを含む機器類に関する各々独立した操作スイッチを手動で操作することによって始動・停止させるもので、一般に手動単独運転ともいう。

なお、「単独運転操作」の操作場所は、機場集中及び機側が一般的である。

4) 管理運転操作

排水ポンプ設備の機能を維持するために行う管理運転は、「連動運転操作」が一般的であるが、管理運転時に水位や流量の運転条件が満たされない場合は、「半連動運転操作」とする。

5) 自動運転

自動運転は、必要な機器を自動的に始動・停止するためオンオフ制御とも呼ばれ、計測機器で測定した計測値が、あらかじめ設定された上限あるいは下限値を超えた場合に、運転の対象となる機器の始動又は停止指令を自動的に出す運転方式である。

排水機場の場合は、主ポンプ始動時の安全確認体制が整っていなければ自動運転とすることが困難であるので、原則として系統機器設備でのみ自動運転を採用し、主ポンプの始動に限っては手動運転操作を原則とする。

揚水機場の場合は、一般的に高頻度、長時間連続運転になることが多く、省力化等を図るため自動運転の採用を検討する。

3. 系統機器設備の運転操作方式

系統機器の運転操作方式は、用途を考慮して「単独運転操作」「連動運転操作」又は「手動運転操作」「自動運転」のいずれかより決定する。

〔解説〕（詳細は「揚排指針 26 条」による。）

1) 系統機器設備の用途による区分

系統機器類は、主ポンプ（ポンプ、減速機、原動機）1 台ごとに設置された主ポンプ直属系統機器と主ポンプ全台数及び自家発電設備に共通する系統機器に区分される。共通する系統機器には、主ポンプ又は自家発電設備と連動運転されるもの（共通Ⅰ）と液面スイッチや圧力スイッチで状態検知をして自動運転されるもの（共通Ⅱ）がある。

各区分の系統機器としては次のものがある。

主ポンプ直属…初期潤滑油ポンプ、冷却水電動弁、潤滑水電動弁、吸気用電動弁等

共通Ⅰ……冷却水ポンプ、潤滑水ポンプ、真空ポンプ等

共通Ⅱ……取水ポンプ、給水ポンプ、燃料移送ポンプ、空気圧縮機、屋内排水ポンプ等

① 系統機器の共通Ⅰ及びⅡの「単独運転操作」は各系統機器機側操作盤における操作とし、主ポンプ直属系統機器の「単独運転操作」は主ポンプ機側操作盤における操作とする。

② 系統機器の共通Ⅱで同形機が常用・予備として2 台以上ある場合は、自動的に交互運転が行えるような回路を構成する。また、故障等で当該号機の運転が行えない場合は、飛び越し運転が行えるような回路を構成する。

4. 自家発電設備の運転操作方式

自家発電設備の運転操作方式は、「連動運転操作」又は「単独運転操作」とし、発電設備の構成、操作場所等を考慮して決定する。

〔解説〕（詳細は「揚排指針 27 条」による。）

1) 排水ポンプ設備における自家発電設備の運転操作方式

排水ポンプ設備に使用される自家発電設備では、設備を単純化するために発電機を始動する際は手動運転操作（連動運転操作）を原則とし、運転中の発電機が故障のため停止した場合には、予備の発電機も手動運転操作にて始動させる。また、遠隔操作での自家発電設備の運転操作方式は、「連動運転操作」が一般的である。

ただし、遠隔操作を行う場合、特に遠隔対象機場が複数ある場合等は、発電機が停止すると遠隔設備の電源がなくなるため、予備の発電機は遠隔からの安全確認ができる設備を設けた上で、自動始動の方法も検討する。

2) 揚水ポンプ設備における自家発電設備の運転操作方式

揚水ポンプ設備で使用される自家発電設備は、保安設備や管理設備に使用されることが多いため、停電等の電圧低下時は自動的に運転する自動始動方式を採用する。もし、自動始動が出来ない場合は手動運転操作にて始動させる。

3) 自家発電設備の系統機器の連動運転操作

自家発電設備の系統機器類の連動運転操作は、主ポンプに準ずるものとする。

5. 除塵設備の運転操作方式

除塵設備の運転操作方式は、「連動運転操作」又は「単独運転操作」とし、除塵設備の形式、構成及び操作場所等を考慮して決定する。

〔解説〕（詳細は「揚排指針 28 条」による。）

1) 除塵機及びベルトコンベヤの運転操作方式

除塵機及びベルトコンベヤは、誤操作による危険性を重視して機側操作での単独運転操作と連動運転操作が一般的である。

2) 逆転運転

除塵機及びベルトコンベヤは保守・点検用として逆転運転ができるようにし、操作開閉器を操作している間だけ逆転を行うものとする。

3) 非常停止スイッチ

危険防止のため本体に非常停止用引綱スイッチ等を設けるものとする。

4) 貯留設備の運転操作方式

ホッパ等の貯留設備の開閉操作は、機側での単独操作のみとする。

5) 機場集中・遠隔操作の場合の留意点

機場集中・遠隔操作の場合は、屋外に設置される除塵設備周囲の安全を目視又は CCTV 装置等で確認して操作が行えるようにしなければならない。

6. 監視操作制御設備の構成

監視操作制御設備は、下記の機能をもつ設備により構成し、ポンプ設備の用途、規模、主原動機の種類、運転操作方式等を考慮して必要機能を決定する。

- 1 監視操作機能
- 2 制御機能
- 3 運転支援機能
- 4 動力供給機能
- 5 計測機能
- 6 安全確認機能
- 7 遠隔監視操作機能

〔解説〕（詳細は「揚排指針 31 条」による。）

1) 方針

監視操作制御設備の各機能の設定及び機能内容については、施設全体の役割と運用方法を十分熟知した上で計画・設計に当たらなければならない。

各機能をもつ設備は、必ずしも独立して設置する必要はなく、主ポンプの台数や吐出し量、系統機器の台数や種類、運転操作方式等により組み合わせを検討し、適宜、機能を分散させたり組み合わせることにより、設備の信頼性を確保しつつ、システムの簡素化・合理化となるように配慮する。たとえば、監視操作機能と運転支援機能を一体化した方が合理的な場合はそれを採用する。

2) 留意点

(1) 雷対策

制御設備、特に電子機器は、雷によるサージ性異常電圧に弱いため、雷対策が必要である。雷害には、直接雷と誘導雷による場合があり、大半は誘導雷でサージ性異常電圧が電源や制御用の電線より侵入し、設備機器に被害を与えるため適切な雷対策が必要である。

(2) 耐震設計

各盤は耐震設計に留意し、重心が低くなるよう収納器具の取付け位置を考慮するとともに、卓上に設置する機器に対しては、落下・転倒を防止するための配慮をする必要がある。

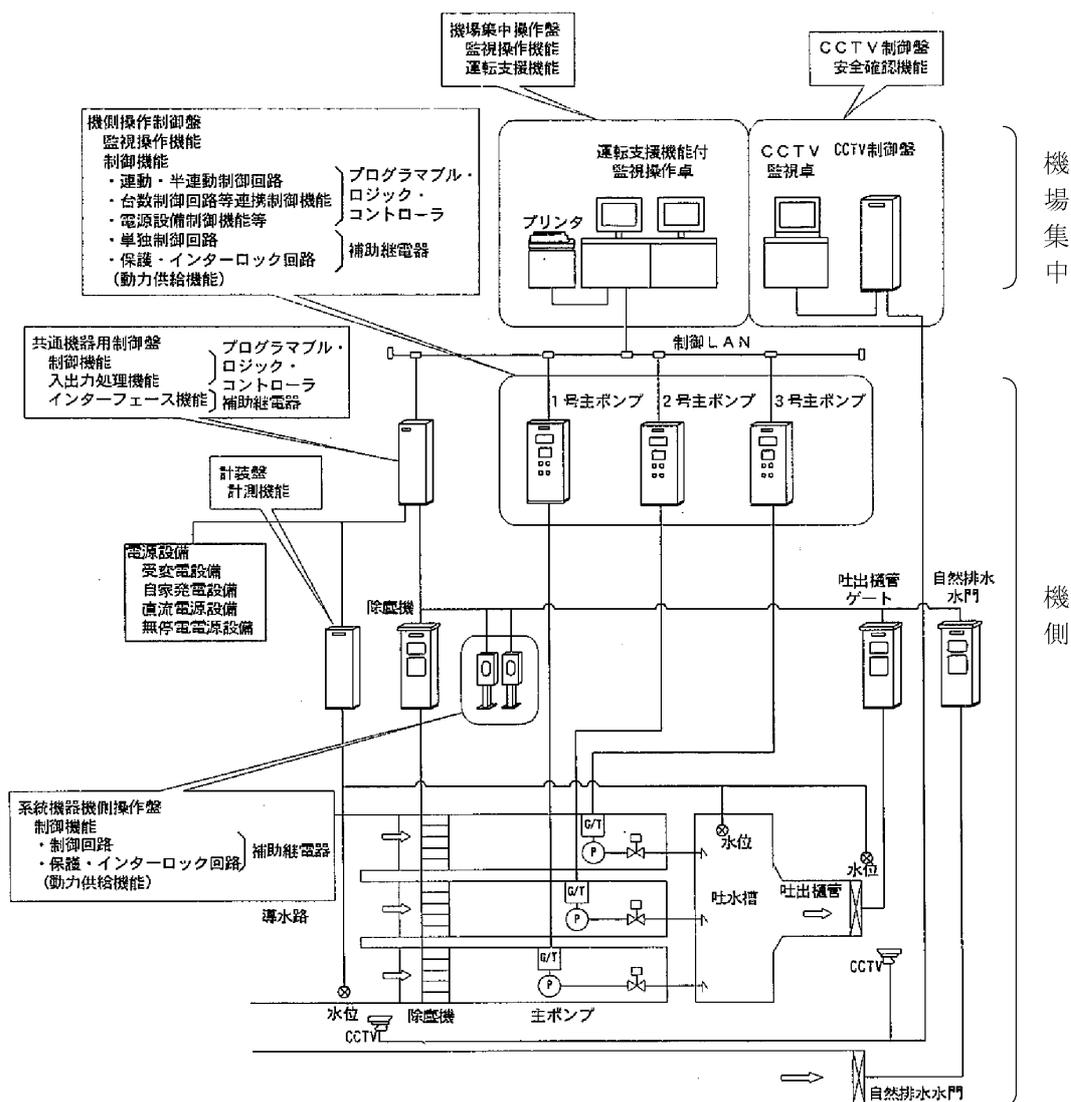
(3) 耐水化対策

各盤及び電線管やケーブル接続箇所は耐水化に留意し、設置レベルを既往最高内水位、内水側支川の計画堤防高、もしくは計画降雨時のポンプ無稼働湛水位のいずれか高い水位以上に設置する。それが不可能な場合には、耐水形機器の採用又は機場及び機器への浸水がないように機場上屋、搬入口扉等を水密性の構造とする。

3) システム構成例

中規模排水機場の構成例を次図に示す。

- | | |
|-------|--------------------------------|
| ・主ポンプ | 5 m ³ /s 立軸斜流ポンプ×3台 |
| ・駆動機 | 立形ガスタービン |
| ・操作場所 | 機場のみ |



中規模排水ポンプ設備における監視操作制御設備システム構成例

4) 監視操作機能

監視操作機能は、各操作場所、操作内容に合わせてポンプ設備の状態を確認・把握し、各機器を安全、確実かつ容易に操作できるものとする。

5) 制御機能

制御機能は、主に制御、保護・インターロック、表示等の機能を有し、操作指令を受けて各機器の単独・半連動・連動・自動等の運転制御を行うもので、機器構成と制御内容を考慮して、適切な機能とその分担を定めるものとする。

6) 運転支援機能

運転支援機能は、運転操作支援、故障対応支援、記録・情報管理等を行うことによって、確実な揚排水運転、異常時の速やかな対応、合理的な維持管理を可能とするためのものであり、必要機能は機場規模、管理体制等を考慮の上、決定する。

7) 動力供給機能

動力供給機能は、操作対象の電動機を安全、確実に運転するために動力電源の供給を行うもので、各系統機器に区分し、電動機毎に十分な容量の遮断機能及び必要な保護機能を有したものとする。

8) 計測機能

計測機能は、運転操作をする上で必要な情報（水位、流量、圧力等）を正確に把握することを目的とし、揚排水機場の設置条件及び環境条件に留意し、使用目的、測定条件、測定範囲、精度等を考慮して計測機器を選定する。

9) 安全確認機能

安全確認機能は、運転操作する際に画像監視や音声警報等により施設周辺及び機器まわりの安全性を確保するためのものであり、必要機能は管理体制、操作方式、立地条件等を考慮して決定する。

10) 遠隔監視操作機能

(1) 遠隔監視操作機能は、安全確実に対象施設の監視制御が行える必要な情報を的確に把握し、その情報に対応した遠隔（管理所等）からの操作が確実に行えるものとする。

(2) 遠隔監視操作機能は、対象施設の目的、用途、規模、施設数及び運用管理体制を考慮して必要な機能を選定する。

7. 遠隔化システムの導入計画

運転操作の効率化・省力化、揚排水機場の増加、水系別の広域管理及び揚排水機場の計画運用等の必要性から遠隔監視操作が求められる場合は、出水時の危機管理体制及び非出水時の維持管理体制を確保・強化するという観点に基づいて遠隔化システムの導入を計画する。

〔解説〕（詳細は「揚排指針 24 条」及び「遠隔マニュアル P 1－4、6」による。）

1) 遠隔化の導入に関する以下の計画を行う。

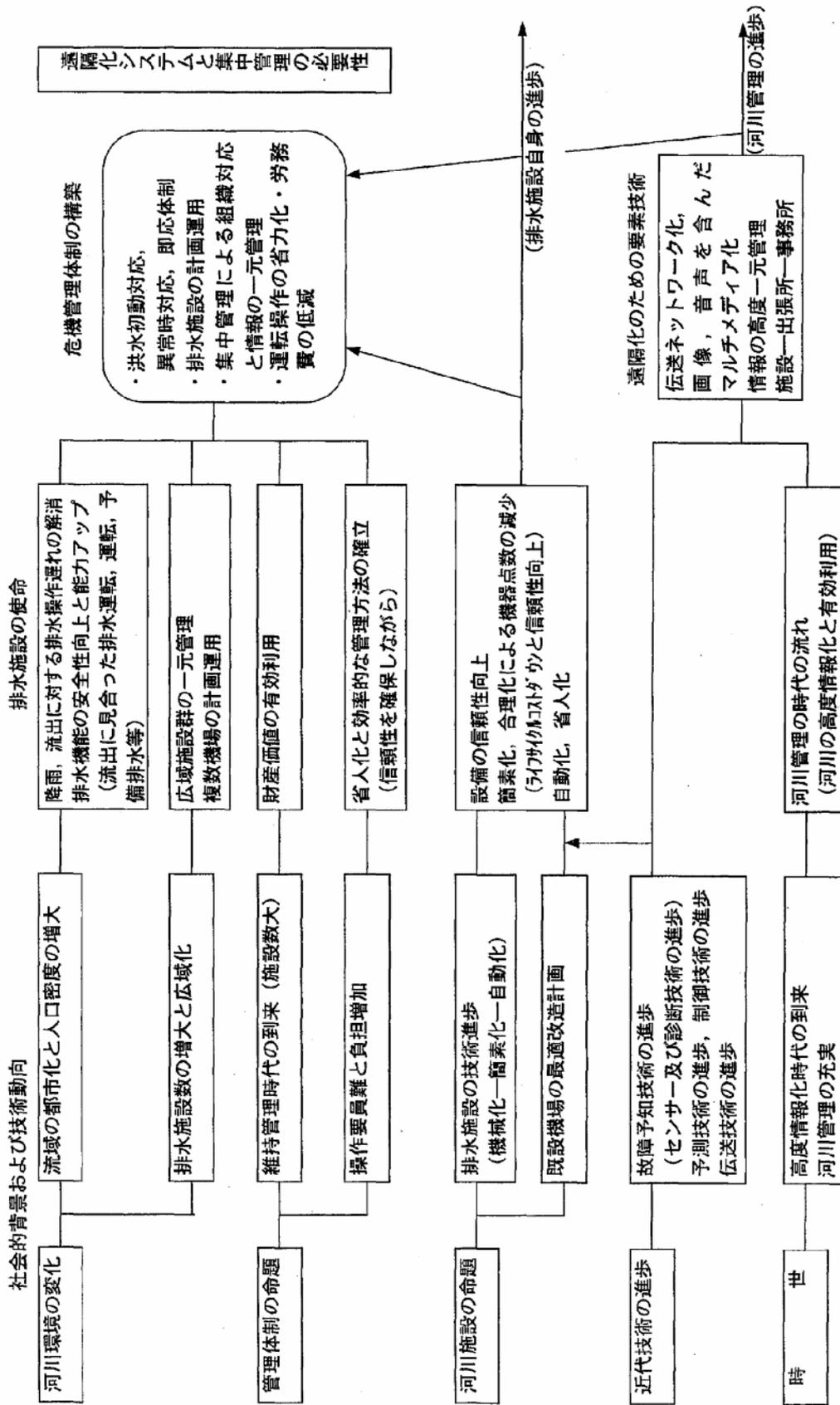
- (1) 導入目的の明確化：システム構築方針、構成、機能等の設定のベースとする。
- (2) 遠隔化目標レベルの設定：導入目的に対応した、運用管理体制と目標レベルを設定する。
- (3) 施設グレードの分類：排水機場、水門・樋門等の施設・設備をその機能等によりグレードに分類し、そのグレードに必要な運用管理と設備内用等を検討する。

2) 導入目的を分類すると、以下の通りである。

- (1) 洪水時初動対応の充実
流域の都市化や流出の急峻化等による河川環境の変化に対応すべく、排水操作遅れの解消と、排水機能の即応性の向上を目的とするもの。
- (2) 異常時の後方支援
施設故障時の緊急対応、故障診断、復帰支援等、排水機能の信頼性確保を目的とするもの。
- (3) 排水施設の計画運用
複数排水機場の相互の運転計画や、機場間のバックアップ、及び洪水時の迅速な運転操作を支援することを目的とするもの。
(広域河川情報システムを利用した流出量予測やポンプ運転計画立案を含む)
- (4) 集中管理による組織対応／情報の一元管理／管理業務の効率化
洪水時の運用のみならず、日常の維持管理業務を含めた情報を一元管理し、かつ情報分析結果をフィードバックすることにより集積されたデータを有効活用し、管理レベルの向上及び効率化を図ることを目的とするもの。
- (5) 運転操作の省力化・労務費の低減
操作要員の高齢化及び熟練操作員確保の困難さに対応し、業務の効率化・省力化、及び労務費の低減を行うことを目的とするもの。
- (6) 多頻度運転機場対応
一度の出水に対し、運転・停止の要請頻度が多い、あるいは運転・停止時間間隔が長い機場に対応するもの。

3) 遠隔化システムは、導入を計画する目的によって、システムの基本的な考え方（情報の流れ）や具体的な構成（ハード面）・機能（ソフト面）が異なる。そのため、導入システムをより効果的なものとするためには、一律の機能を持ったシステムではなく、その施設固有の運用における課題解決を的確に行えるシステム構築を目指す必要がある。したがって、遠隔化システム導入にあたっては、各施設毎の遠隔化システムの必要条件と設備内容、レベル等の環境を十分調査・検討し、導入目的を決定しなければならない。

4) 排水機場の命題と導入目的の関係を次図に示す。



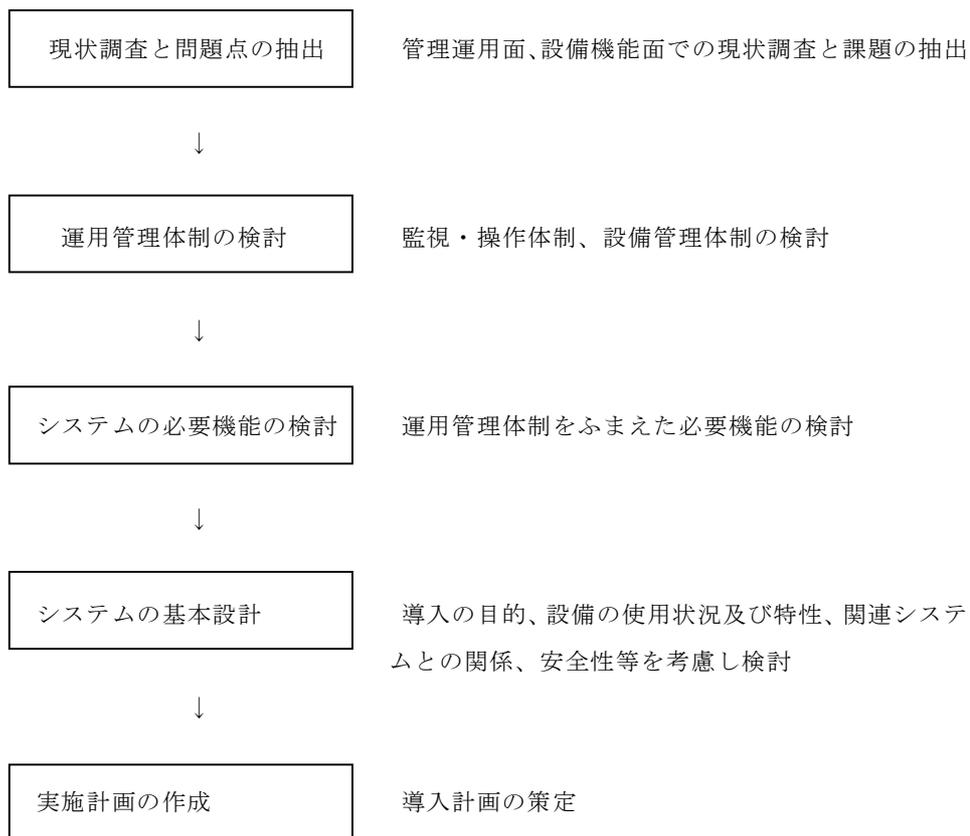
導入目的と排水機場の使命

8. 遠隔化システムの基本計画（標準）

遠隔化システムの基本計画を行う際には、現状調査を行い、必要機能の選定、システムの全体計画、施設側設備の改修計画等について検討するものとする。

〔解説〕（詳細は「遠隔マニュアルP 1－6、2－1」による。）

- 1) 遠隔化システムの計画・設計にあたっては、運用体制を考慮し、信頼性、安全性が高いこと、操作性、耐久性、経済性に優れていること、緊急時対応や維持管理が容易であることを基本的な要件とする。
- 2) 遠隔化システムの全体構成、設備仕様を設計する際には、以下に示す基本的な項目を検討するものとする。



- 3) 現状調査を行った後、そこで得られた情報、課題に基づき、以下の設備機能、運用管理に関する内容について、基本計画を行う。

- (1) 現状調査：管理体制、施設（機械、操作制御設備等）内容、運転操作条件、運転記録、故障・点検整備記録、管理帳票類等について調査し、課題を明確にする。
- (2) 必要機能の設定：遠隔化の目標レベルに対する各階層毎、施設毎の必要機能を計画する。基本的な必要機能を次表 遠隔化システム必要機能(排水機場)及び(樋門、樋管)に示す。(詳細は「遠隔マニュアルP 2－1 1」による。)
- (3) 遠隔化システムの全体計画
運転操作方式、監視管理項目、システム構成等。
- (4) 遠隔化に伴う施設側設備の改修計画：機器の新設、増設、改造、整備等。
- (5) 段階実施計画：必要に応じて、段階実施計画の作成を行う。
- (6) 遠隔化の運用管理体制：体制を機能、施設グレード、階層機能分担の観点から検討する。

遠隔化システム必要機能（排水機場）（1 / 2）

区 分	内 容	機 能 概 要	
運 転 操 作 支 援 機 能	運転操作 ガイダンス	運転準備（施設側）	運転前の電源、燃料、空気系統等の確認 ガイダンス
		運転準備（管理所側）	CCTV画像による施設周辺の安全等の確認 ガイダンス
		始動条件確認	始動条件の確認及び、未成立時の対応を ガイダンス
		運転モードの選択	それぞれの操作モードの内容と切替手順を 説明
		始動停止タイミング	操作規則に基づく始動・停止タイミングを ガイダンス
		運転操作のシミュレーション	画面に操作盤等を表示し、操作手順を ガイダンス
		巡回点検（施設側）	運転中の電源、燃料、空気系統等の確認 ガイダンス
		巡回点検（管理所側）	運転中のCCTV画像による施設周辺の安全等 の確認ガイダンス
		運転後処理（施設側）	運転完了後の電源、燃料、空気系統等の確 認ガイダンス
		運転後処理（管理所側）	運転完了後のCCTV画像による施設の安全等 の確認ガイダンス
		音声告知	始動停止タイミングを音声告知でサポート する
	排水流況の演算	上下流側の広域河川情報等を基に始動・停 止のタイミングを演算	
	運 転 監 視	運転中機器表示	機器状態を系統グラフィック画面に表示
状態表示		機器状態をリスト表示	
計測量のバーグラフ表示		計測量をバーグラフで表示、上下限値の表示	
計測量のトレンド表示		計測量を線グラフで表示	
ポンプ排水量表示		Q-H曲線の表示及び排水量の演算	
操 作 機 能	機場操作	ポンプ設備	施設内からのポンプ設備の操作
		自家発設備	施設内からの自家発設備の操作
		除塵機設備	施設内からの除塵機設備の操作
		ゲート、水門設備	施設内からのゲート・水門設備の操作
	遠隔操作	ポンプ設備	遠隔管理所からのポンプ設備の操作
		自家発設備	遠隔管理所からの自家発設備の操作
		除塵機設備	遠隔管理所からの除塵機設備の操作
		ゲート、水門設備	遠隔管理所からのゲート・水門設備の操作

遠隔化システム必要機能（排水機場）（2 / 2）

区 分	内 容	機 能 概 要	
故 障 対 策	故障発生表示	警報音＋メッセージ表示	故障発生時に警報音＋速報の表示
		系統図フリッカ	監視画面上の故障機器シンボルをフリッカ表示
		音声告知	発生故障名称の読み上げ
	故障原因分析追求	想定故障原因の羅列	故障項目のオンライン信号で原因を羅列表示
		想定故障原因の選別表示	現行基準監視項目のオンライン入力で判定
		原因の絞り込みグレード1	上記機能＋オフライン手動入力併用で判定
		原因の絞り込みグレード2	上記機能＋オンライン監視機能アップ：センサ追加で判定
支 援 機 能	故障復帰及び緊急運転支援	故障復帰対策リスト表示	応急、恒久対策をリスト形式で表示
		故障復帰対策手順のフロー表示	応急、恒久対策をフロー形式で表示
		緊急運転の必要性判断の支援	危険水位までの余裕を演算
		緊急運転対策リスト表示	緊急処置をリスト形式で表示
		緊急運転対策手順のフロー表示	緊急処置をフロー形式で表示
		対策画像表示（静止画）	故障復旧対策、緊急運転対策を静止画＋文字表示
		対策画像表示（動画）	故障復旧対策、緊急運転対策を動画表示（レーザディスク等）
記 録 管 理 機 能	記録	日報・月報の自動作成	日報・月報の自動作成
		運転・停止、故障一覧	リスト印字
		最大・最小・平均値等の演算	積算・累計等を含む
		データ保存	MO等への記録
広 域 管 理 機 能	広域監視	広域監視	地図上に施設状態及び水位等を表示
		トレンド表示	広域計測信号（水位、流量、雨量等）をグラフ表示
		広域運用計画（予想シミュレーション含）	水位、流量、雨量等より施設の連携運用をサポート
	広域管理帳票	日報月報自動作成	広域帳票作成
		運転記録データ管理	対象施設の運転情報をリスト印字

遠隔化システム必要機能（樋門、樋管）

区 分	内 容	機 能 概 要	
運 転 操 作 支 援 機 能	運転操作 ガイダンス	開閉タイミング	操作規則に基づく開閉タイミングをガイダンス
		運転操作のシミュレーション	画面に操作盤等を表示し、操作手順をガイダンス
		音声告知	始動停止タイミングを音声告知でサポートする
	運転監視	運転中機器表示	機器状態を系統グラフィック画面に表示
状態表示		機器状態をリスト表示	
計測量のバーグラフ表示		計測量をバーグラフで表示、上下限值の表示	
計測量のトレンド表示		計測量を線グラフで表示	
操 作 機 能	機場操作	樋門、樋管設備	施設内からのゲート・水門設備の操作
	遠隔操作	樋門、樋管設備	遠隔管理所からのゲート・水門設備の操作
故 障 対 策 支 援 機 能	故障発生表示	警告音+メッセージ表示	故障発生時に警報音+速報の表示
		系統図フリッカ	監視画面上の故障機器シンボルをフリッカ表示
		音声告知	発生故障名称の読み上げ
	故障原因分析 追求	想定故障原因の羅列	故障項目のオンライン信号で固定対策画面表示
		想定故障原因の選別表示	現行基準監視項目のオンライン入力で判定
	故障復帰及び 緊急運転支援	故障復帰対策リスト表示	応急、恒久対策をリスト形式で表示
		故障復帰対策手順のフロー表示	応急、恒久対策をフロー形式で表示
		緊急運転対策リスト表示	緊急処置をリスト形式で表示
緊急運転対策手順のフロー表示		緊急処置をフロー形式で表示	
記 録 管 理 機 能	記録	日報・月報の自動作成	日報・月報の自動作成
		運転・停止、故障一覧	リスト印字
		最大・最小・平均値等の演算	積算・累計等を含む
		データ保存	MO等への記録

9. 遠隔化システムの設計計画

遠隔化システムの設計計画を行う際には、基本計画を基に全体システムの構成、ネットワークの構築、施設側及び管理所側設備等の検討を行うものとする。
検討を行うものとする。

〔解説〕（詳細は「遠隔マニュアルP 1-6、3-1」による。）

1) 基本計画において設定した内容に基づき、特に遠隔化システムについて、ハード、ソフトに関する以下の具体的な設計を行う。

- (1) 全体システム構成：施設条件に応じた階層別管理形態とシステム構成の整理を行う。
- (2) ネットワーク構築：光伝送システムを前提としたネットワーク機器のハード仕様、伝送方法等のソフト仕様を計画する。この場合、接続機器等については「電気・通信編」を参考に整合を計ること。
なお、光ケーブルの敷設計画の有無あるいは敷設の進捗状況等によっては、一般専用回線、公衆デジタル回線（ISDN回線）、専用デジタル回線等の通信公共回線も検討するものとする。
- (3) 施設側設備（参考）：施設側へ導入する設備のハード仕様、ソフト機能を計画する。
- (4) 管理所側設備：管理所側へ導入する設備のハード仕様、ソフト機能を計画する。

10. 遠隔化システムの構成

遠隔化システムの構築にあたっては、管理対象施設、遠隔管理所といった管理階層毎の施設規模や必要機能に応じて、最適なシステムを検討するとともに、他の河川管理システムとの合理的な連携が可能となるように検討する必要がある。

〔解説〕（詳細は「遠隔マニュアルP 3-1」による。）

1) 階層別管理の手法

遠隔化システムの検討にあたっては、各階層毎の管理内容やグレードと取り扱うデータの特徴を考慮して決定するが、データ種類や伝送方法等には以下のような方式が考えられる。

- (1) 現在の施設や流域の状況を極力遅れなく監視するために、遠隔管理所にて必要な広域管理のための監視系データは常時伝送する。また、施設の故障信号等、遠隔からの制御信号等については、発生時に速やかに伝送する。（伝送プロトコルの統一）
- (2) 帳票データやトレンドデータ等の蓄積データについては、遠隔管理所にてファイル化・蓄積し、遠隔管理所の要求に応じて伝送する方式がある。（伝送プロトコルの統一）
- (3) 各管理階層毎で持っている特有機能については、他から閲覧させる方法を検討する。（WEB等）

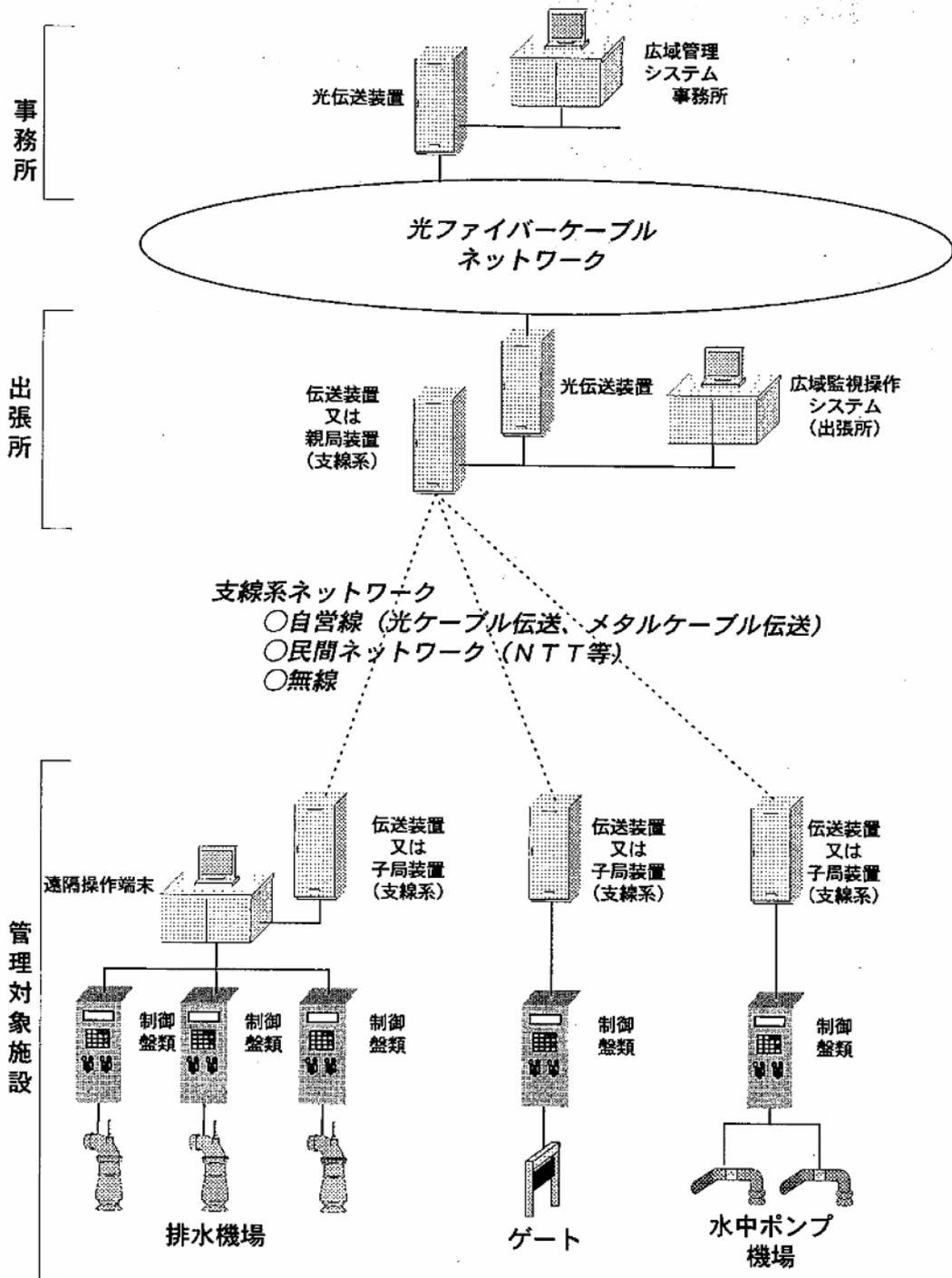
遠隔化システムを構築するにあたっては、管理対象施設の数や必要機能を考慮し、最適なシステムの選定を行う必要がある。また、河川情報システム、気象情報システム等、他の河川管理システムがある場合、それらシステムとも合理的な連携が可能となるようにシステムの選定を行う必要がある。

2) 階層構造について

河川ポンプ施設及び水門施設を遠隔化する上で構成される標準的なネットワークは、(本局→)事務所→(出張所)→管理対象施設(排水機場、水門等)というような階層構造となる。ネットワークの階層構成例を下図に示す。

3) 階層別必要機能

管理所側と管理対象施設における必要機能は表 遠隔化システム必要機能より必要なものを選択する。



第7節 修繕工事への対応（参考）

1. 揚排水ポンプ設備修繕(更新)計画

設備の修繕には、部品の交換等で設備システムへの影響の無い小規模な修繕と主要構成機器の更新等で設備システムに影響を与える大規模な修繕がある。

いずれの修繕方法を取るかは、緊急性、予算面を踏まえ、以下に示すような要求事項を整理することで修繕の位置づけ、どの準拠基準を適用すべきかが明確になる。また、土木関連構造物へ影響が懸念される修繕の場合、どこまでを対象設計業務の範囲とするかを明確にしておく必要がある。

1) 修繕の目的

老朽化等による機能低下（過去の故障・修繕履歴）、要求機能アップ等

2) 修繕の目標

今後の供用期間、他要因での改修計画を踏まえた修繕目標

3) 既施設の経過年数、土木関連構造物も含めた施設全体の健全度評価

4) 施設目的に適合した信頼性の確保（施設の種別、規模、地域性）

5) 手戻りの無い修繕計画

6) 費用対効果（経済性）

（次頁に、揚排水ポンプ設備修繕(更新)計画検討フロー図を示す）

揚排水ポンプ設備修繕（更新）計画検討フロー図（参考）

揚排水ポンプ設備の修繕（更新）時の業務手順フロー例を示す。

